

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Sciences de L'Ingénieur  
Département Génie Mécanique

## Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

Filière : Génie Mécanique

**Option : *Installations Energétiques et Turbomachines***

---

### *Thème*

---

*Amélioration d'une turbine à gaz simple par des cycles combinés avancés*

**Présenté par :**

**KECHAM Sid Ahmed**

**Suivi par :**

**M<sup>me</sup> : F.BRAHIMI**

**Promotion 2018- 2019**

# REMERCIEMENTS

*En premier lieu, je remercie Dieu, notre créateur, qui m'a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.*

*Je tiens à remercier infiniment :*

*Mes chers parents pour leurs soutiens au long de mes études.*

*M<sup>me</sup> Brahimi ma promotrice qui m'a accordé son soutien*

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire de fin d'étude.*

*Mes remerciements vont aussi :*

*Aux les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter le jugement de ce modeste travail.*



Merci

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A ma source de bonheur :*

*Ma mère, mon père pour leurs amour, leur  
sacrifice, leurs encouragements, leur soutien,  
puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.*

*Mes sœurs et ma famille.*

*Pour tout le groupe de MTE717*

*Pour tous mes amis.*

*SID AHMED*

# Sommaire

Remerciements .....	I
Dédicace .....	II
Sommaire.....	III
Liste des figures.....	VI
Liste des tableaux.....	VIII
Nomenclature.....	IX
Introduction générale.....	1
Présentation du champ de Hassi R'mel .....	2

## Chapitre I : Description et fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C

I. Description des différentes sections de la turbine à gaz MS 5002C .....	6
I.1. Section aspiration d'air .....	6
I.2. Section compresseur .....	6
I.2.1. Rotor du compresseur .....	7
I.2.2. Stator du compresseur.....	7
I.2.3. Aubes variables .....	7
I.3. Section combustion .....	8
I.3.1. L'enveloppe de combustion.....	9
I.3.2. Chambres de combustion.....	9
I.3.3. Bougies d'allumage .....	10
I.3.4. Injecteurs de combustible.....	10
I.3.5. Tubes -Foyers.....	10
I.3.6. Pièces de transition .....	10
I.4. Section turbine.....	11
I.4.1. Directrice du premier étage.....	12
I.4.2. Directrice du deuxième étage.....	12
I.4.3. Diaphragme.....	12
I.4.4. Rotor de la turbine .....	13
I.5. Section échappement .....	13
I.5.1. Chambre d'échappement .....	13
I.5.2. Caisson d'échappement .....	13
I.6. Système de refroidissement et d'étanchéité.....	14
II. Principe de fonctionnement .....	15
II.1. Cycle thermodynamique de l'installation .....	15
III. Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS 5002 C.....	16

## Chapitre II : Techniques d'amélioration de performance des turbines à gaz

I. Amélioration des turbines à gaz avec des moyens classiques.....	18
I.1. Régénération.....	18
I.2. Cycle d'Ericson .....	19
I.3. Réchauffage inter-turbines de détente .....	20
I.4. Cycle avec refroidissement intermédiaire .....	21
I.5. Injection de masse de fluide dans le circuit de la TAG.....	21
I.6. Cycle combiné gaz vapeur.....	23
I.7. Cogénération.....	23
II. Amélioration des turbines à gaz avec des moyens avancés .....	24
II.1. Cycle combiné avancé au CO <sub>2</sub> supercritique .....	24
II.1.1. CO <sub>2</sub> à l'état supercritique.....	25
II.1.2. À l'état supercritique le CO <sub>2</sub> présente de nombreuses propriétés .....	25
II.1.3. Recherches et perspectives .....	26
II.2. Cycle combiné avancé à air.....	26
II.3. Cycle combiné avancé à air avec surchauffe .....	28

## Chapitre III : Analyse énergétique

I. Bilan énergétique du cycle simple .....	29
I.1. Bilan du compresseur I.....	30
I.2. Bilan de la chambre de combustion I .....	30
I.1.3. Bilan de Turbine I.....	31
I.1.3.1 Turbine HP.....	31
I.1.3.2 Turbine BP.....	31
I.1.4. Bilan du cycle .....	32
II. Bilan énergétique de cycle combiné au CO <sub>2</sub> supercritique.....	32
II.1. Bilan du compresseur au CO <sub>2</sub> supercritique .....	33
II.2. Bilan Récupérateur .....	34
II.3. Bilan de la turbine au CO <sub>2</sub> supercritique.....	34
II.4. Bilan du refroidisseur .....	35
II.5. Bilan du cycle inférieur (au CO <sub>2</sub> supercritique).....	35

II.6. Bilan du cycle combiné .....	35
III. Bilan energetique de cycle combiné à air .....	35
III.1. Bilan sur le compresseur II .....	36
III.2. Bilan Récupérateur .....	36
III.3. Bilan turbine II.....	37
III.4. Bilan du cycle inferieur (à air) .....	37
III.5. Bilan du cycle combiné à air.....	37
IV. Bilan energetique de cycle combine à air avec surchauffe .....	37
IV.1. Bilan chambre de combustion II.....	38
IV.2. Bilan turbine II.....	39
IV.3. Bilan du cycle inferieur (air avec surchauffe).....	39
IV.4. Bilan du cycle combine à air amélioré .....	39
IV.5. Elaboration d'un programme de calcul des performances .....	40

#### **Chapitre IV : Résultats et interprétations**

I. Analyse comparative .....	41
I.1. Comparaison entres les différentes puissances turbines.....	43
I.2. Comparaison entres les différentes puissances compresseur .....	44
I.3. Comparaison des différentes puissances utiles.....	45
I.4. Comparaisons entre les différents rendements .....	46
II. Résultats et interprétations .....	47
II.1. Influence de la température ambiante .....	47
II.2. Influence de l'efficacité.....	48
II.3. Influence du taux de compression.....	50
II.4. Influence de la température de surchauffe .....	51
II.5. Influence du débit massique du fluide .....	52
Bibliographie.....	iii
Annexe.....	iv

# Liste des figures

Figure. A : Composition du parc D'exploitation.....3

## Chapitre I : Description et fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C

FigureI. 1: Différentes sections d'une turbine à gaz MS 5002 C. ....	4
FigureI. 2: Schéma de réducteur auxiliaire.....	5
FigureI. 3: Système d'admission, filtre à air. ....	6
FigureI. 4: Compresseur axial de la turbine. ....	7
FigureI. 5: Aubes variables.....	8
FigureI. 6: Chambre de combustion. ....	8
FigureI. 7: Enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge du compresseur et ensemble palier NO.2 .....	9
FigureI. 8: Bougie d'allumage.....	10
FigureI. 9: Pièce de transition.....	11
FigureI. 10: Tube à flamme. ....	11
FigureI. 11: Turbine haute pression HP. ....	12
FigureI. 12: Turbine basse pression BP.....	12
FigureI. 13: Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	15
FigureI. 14: Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre. ....	15
FigureI. 15: Cycles réel et théorique de Brayton pour la turbine à gaz à 2 arbres. ....	16

## Chapitre II : Techniques d'amélioration de performances des turbines à gaz

FigureII. 1: Installation avec régénération.....	18
FigureII. 2: Cycle de Brayton avec régénération, refroidissement et surchauffeur.....	19
FigureII. 3: Cycle de Brayton avec régénération, refroidissement et surchauffeur sur un diagramme (T, s).....	20
FigureII. 4: Installation avec réchauffage de la turbine.....	20
FigureII. 5: Cycle avec refroidissement intermédiaire. ....	21
FigureII. 6: Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans une TAG....	22
FigureII. 7: Installation combiné gaz-vapeur. ....	23
FigureII. 8: Schéma de la cogénération. ....	23
FigureII. 9: Cycle combiné avancé au s- CO2. ....	24

FigureII. 10: Diagramme de changement de phase de CO <sub>2</sub> (pression –température).....	25
FigureII. 11: Cycle combiné avancé à air.....	27
FigureII. 12: Cycle combiné avancé à air avec surchauffe.....	28

### **Chapitre III : Analyse énergétique**

FigureIII. 1 : Schéma d’installation cycle simple.....	29
FigureIII. 2: Présentation de la chambre de combustion.....	30
FigureIII. 3 :Schéma de l’insatallation combiné gaz-SCO <sub>2</sub> .	33
FigureIII. 4: Récupérateur de chaleur.....	34
FigureIII. 5: Schéma de l’insatallation combiné gaz-air	36
FigureIII. 6: Récupérateur de chaleur.....	37
FigureIII. 7: Schéma de l’insatallation combiné gaz-air avec surchauffe.	38
FigureIII. 8:Présentation de la chambre de combustion II.	38
FigureIII. 9: Organigramme des calculs.....	41

### **Chapitre IV : Résultats et interprétations**

FigureIV. 1 : Puissances des turbines des différents cycles .	43
FigureIV. 2: Puissances des Compresseurs des différents cycles.	44
FigureIV. 3: Puissances utiles des différents cycles.....	45
FigureIV. 4: Rendement des différents cycles.....	46
FigureIV. 5: Evolution des puissances en fonction de la temperature ambiante.....	47
FigureIV. 6: Evolution des rendements en fonction de la temperature ambiante.	47
FigureIV. 7: Evolution des puissances en fonction de l’efficacité.	48
FigureIV. 8: Evolution des rendements en fonction de l’efficacité.....	48
FigureIV. 9: Evolution des puissances utiles en fonction du taux de compression.....	49
FigureIV. 10: Evolution des rendements en fonction du taux de compression.....	50
FigureIV. 11: Evolution des puissances utiles en fonction de la température de la chambre de combustion II.	51
FigureIV. 12: Evolution des rendements en fonction de la température de la chambre de combustion II.....	51
FigureIV. 13: Evolution des puissances utiles en fonction de débit massique des fluides moteur.....	52
FigureIV. 14: Evolution des rendements en fonction de débit massique des fluides moteur.	53

# Liste des tableaux

Tableau. A : Parc des turbines à gaz installées à Hassi r'mel.....	4
Tableau III.1 : Données du constructeur.....	29
TableauIV.1 : Table comparatif entre les résultats de calculs pour les 4 cycles .....	42
TableauIV.2 : Différents paramètres en fonction de la température de la chambre de combustion.....	43

## Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante.	[J/(kg.K)]
$h$	Enthalpie massique	[J/kg]
$\dot{Q}m$	Débit massique.	[kg/s]
$Qm_a$	Débit massique d'air	[kg/s]
$\dot{Q}m_c$	Débit massique de carburant	[kg/s]
$p$	Pression.	[bar]
$P$	Puissance.	[W]
$P_u$	Puissance utile de cycle simple	[W]
$P_{u\ air}$	Puissance utile de cycle a air	[W]
$P_{u\ co2}$	Puissance utile de cycle au CO <sub>2</sub> _S	[W]
$P_{u\ comb}$	Puissance utile de cycle combiné	[W]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant.	[J/kg]
$Q_v$	Débit volumique.	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	Constante spécifique du gaz.	[J/(kg.K)]
$s$	Entropie massique	[J/kg]
$T$	Température	[K, °C ]
$T_f$	Température de la source froid	[K]
$T_c$	Température de la source chaud	[K]
$W$	Travail massique	[J/kg]

Symboles grec	Désignation	Unité
$\gamma$	Exposant isentropique.	[-]
$\eta$	Rendement	[-]
$\tau$	Taux de compression.	[-]
$\varepsilon$	Efficacité thermique	[-]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]

### Indices et Exposants

C	Compresseur.
CC	Chambre de combustion.
T	Turbine
is	Isentropique
e	Entrée

# Introduction générale

---

Les turbines à gaz, ces machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique (sur la base des transformations thermodynamiques) ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et dans les centrales thermiques.

Malgré les nombreux avantages des turbines à gaz, leur haute sensibilité à l'influence de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans la région de Hassi R'mel, zone de production de gaz naturel en Algérie on trouve plus de 80 turbines à gaz réparties dans différentes unités, à savoir les modules de production de gaz, les stations de réinjection des gaz (pour maintenir la pression du gisement) et les unités de 'Boosting' (afin de maintenir la pression de traitement).

Les turbines à gaz au cycle simple utilisées actuellement dans l'unité de compressions des gaz au niveau du 'Boosting' opèrent avec des rendements inférieurs à 30 %, et les gaz d'échappement sont accompagnés d'une grande quantité de chaleur, d'où vient l'idée de la récupération de cette énergie perdue par l'utilisation des cycles combinés avancés au CO<sub>2</sub> supercritique et à air.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performances puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires au cycle simple.

L'objet de ce travail est d'aborder l'amélioration des performances de cette machine, en utilisant trois cycles. Le premier cycle est le combiné à air, le deuxième est un cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique et le troisième est le combiné à air avec surchauffe.

Ce travail concerne aussi l'étude de l'effet de certains paramètres tels que la température ambiante, l'efficacité, le taux de compression et le débit massique des fluides moteur sur les performances de l'installation.

## Présentation du champ de Hassi R'mel

---

Le gaz naturel est un hydrocarbure d'une importance capitale et ce depuis sa découverte en 1921. Il joue un rôle très important dans l'économie ainsi que dans les relations entre les pays producteurs et les pays importateurs.

L'Algérie possède environ 10 % de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

Plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

- Gaz sec ou gaz de vente (C1, C2).
- Gaz propane liquéfié "GPL" (C3, C4).
- Condensât (C5 et plus).

Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'importantes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champ.

Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube.

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 km au sud d'Alger et, à une altitude de 760 m.

Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 km<sup>2</sup>, soit 70 km environ dans la direction nord sud et 50 km dans la direction Est-Ouest.

Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver. Les amplitudes sont importantes variant de 5 °C en hiver à 50 °C en été [01].

La production du champ de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m<sup>3</sup> en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.

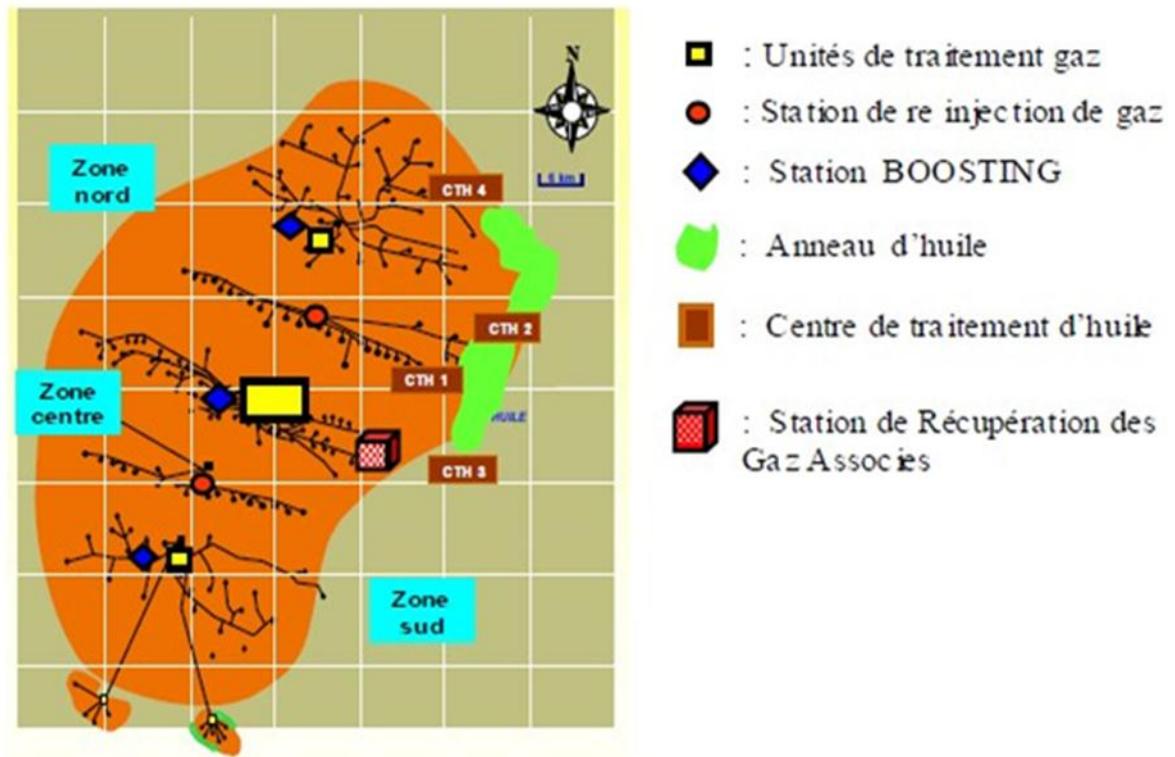
## Présentation du champ de Hassi R'mel

Le champ de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

➤ **Zone Nord** : Constituée de  
Usine de traitement de gaz (Module 03).  
Station de compression Nord.

➤ **Zone Centrale** : Constituée de  
Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).  
Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).  
Station de récupération des gaz associés (SRGA).  
Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).

➤ **Zone Sud** : Constituée de  
Usine de traitement de gaz (Module 02).  
Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).  
Station de compression (Hassi R'mel Sud).



**Fig. A** : Composition du parc exploitation.

## Présentation du champ de Hassi R'mel

La région de Hassi R'mel possède un parc de 80 turbines à gaz de différents types implantées dans les unités de traitement, réinjection et récupération des gaz. Leur rôle est d'entraîner des compresseurs centrifuges et des alternateurs. Ces turbines à gaz sont installées dans un champ qui couvre 10 unités dans un rayon de plus de 50 km. On résume la répartition des 80 turbines à gaz à Hassi R'mel suivant les différentes unités dans le tableau suivant [02].

Les Stations	Entrainement des compresseurs	Entrainement des Alternateurs
Station de compression Sud (SCSUD)	18 TàG de type MS5002B	01 TàG de type MS1002B
Station de compression Nord (SCNORD)		
Boosting Centre (SBC)	09 TàG de type MS5002C	
MPP02	02 TàG de type MS5002B	01 TàG de Type MW1001L
MPP03		
MPP04	02 TàG de type MS5002B	
Phase « B »	05 TàG de Type MS5002B	
Station de récupération des gaz associés « SRGA »	04 TàG de Type PGT10B 02 TàG de Type MS5002C	
Centre de stockage et Transport facilité « CSTF »	05 TàG de Type TB4000	
Djebel BISSA « DJBISSA »	01 TàG de Type PGT10B	

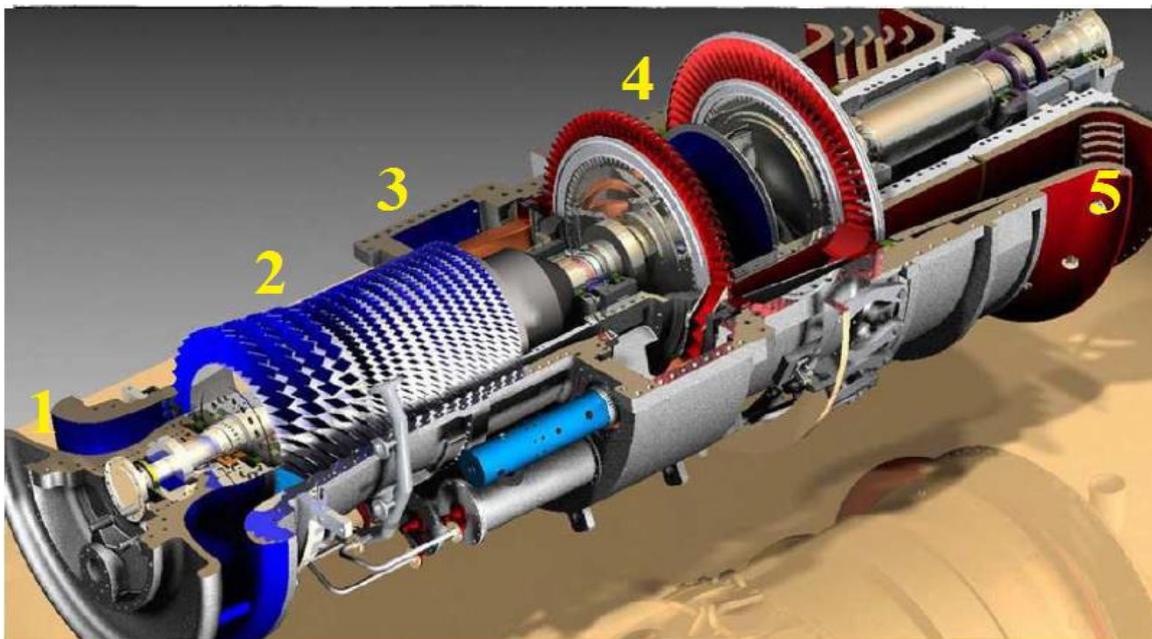
**Tableau. A :** Parc des turbines à gaz installées à Hassi r'mel

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique, comme les turbines à gaz du modèle MS5002 C qui possèdent deux arbres, elles sont employées pour entraîner des compresseurs centrifuges.

La turbine à gaz 5002 C est l'une des turbines de Marque Général Electrique fabriquée par NUOVO PIGNONE, elle à une vitesse environ de 5000 tr/min et contient deux arbres indépendants (bi-arbres) qui lui va donner l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...etc.), la grande puissance ainsi que leur design elles sont très utilisables dans les unités de traitement des gaz.

Le type C dans les MS 5002 contient des modifications par rapport au type B ce qui améliore la performance de ce type de turbine.

Cette turbine est faite pour tourner 3 compresseurs centrifuges accouplés en série qui sont liés à la turbine par un multiplicateur [02].



**Fig. I.1 :** Différentes sections d'une turbine à gaz MS 5002 C.

- 1) Aspiration
- 2) Section compresseur
- 3) Section combustion
- 4) Section turbine
- 5) Section échappement

## I. Description des différentes sections de la turbine à gaz MS 5002C

La turbine à gaz de type MS 5002 C possède deux arbres et une vitesse de 5000 tr/min. Elle se compose de trois sections principales : section compression, section combustion, section turbine.

### I.1. Section aspiration d'air

L'air pénètre dans le compartiment d'admission et passa dans les conduites parallèles, situées en hauteur, qui sont dotées de dispositif anti bruit de filtres de poussières, pour arriver au caisson d'admission, puis au compresseur de la turbine. Les conduites surélevées donnent un système moins encombrant et évitent d'aspirer l'air poussiéreux qui se trouve à proximité du sol.

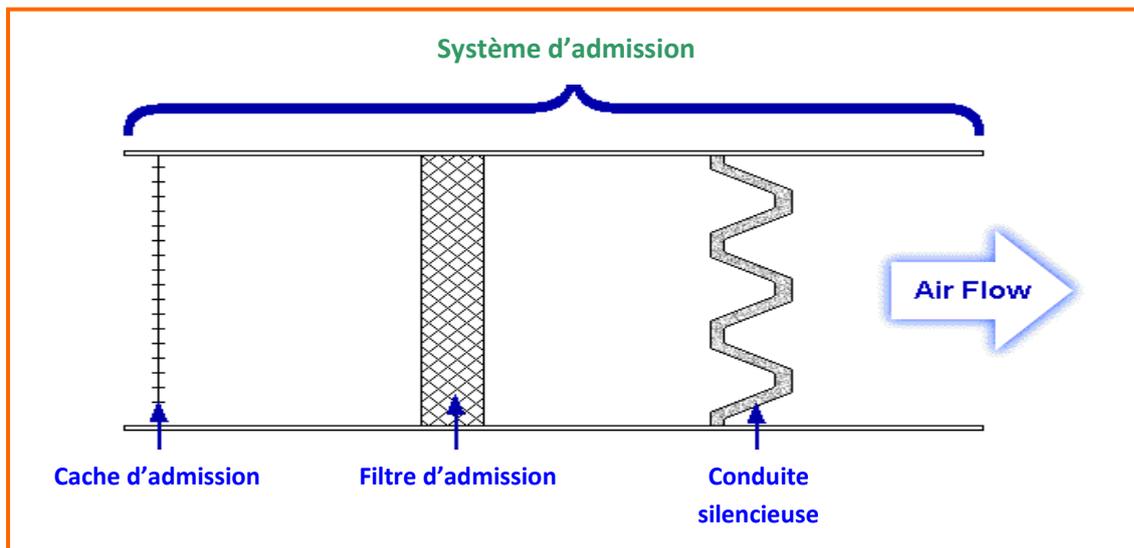


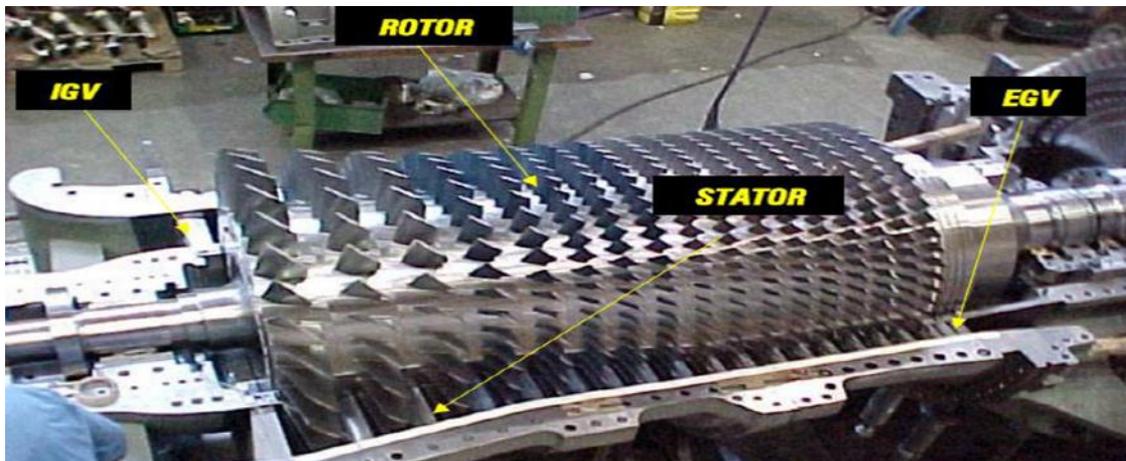
Fig. I.2 : Système d'admission, filtre à air.

### I.2. Section compresseur

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte les 16 étages, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubes de stator, où il est comprimé en plusieurs étages, par une série d'aubes alternativement tournant (rotor) et fixe (stator), à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans l'étage suivant du rotor, sous l'angle qui convient. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe de combustion et

les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers [03].



**Fig. I.3 :** Compresseur axial de la turbine

### **I.2.1. Rotor du compresseur**

Le rotor de compresseur est un ensemble composé de seize roues d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor de compresseur.

### **I.2.2. Stator du compresseur**

Le Stator (corps) du compresseur est constitué de corps en fonte à haute résistance ou on peut le diviser en trois sections principales :

- Le corps d'admission
- Le corps du compresseur
- Le corps de refoulement du compresseur

Le corps se trouve à l'avant de la turbine à gaz. Sa principale fonction est de diriger uniformément l'air dans le compresseur.

### **I.2.3. Aubes variables**

les aubes variables à l'admission (IGV) sont en GTD 450 ou C, c'est un type d'acier inoxydable particulièrement résistant à la corrosion, elles sont actionnées par une grande couronne dentée et de plusieurs pignons d'engrenage, afin de produire un mouvement angulaire uniforme, comme nécessaire pour obtenir le débit d'air correct à l'admission des étages en aval (au moment du lancement les aubes sont mises à  $45^\circ$ ), ce qui représente la position fermée.



Fig. I.4 : Aubes variables

### I.3. Section combustion

Après avoir être comprimé dans le compresseur axial, l'air quitte ce dernier pour entrer dans les douze chambres de combustion, un pourcentage de 22% de cet air participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir les tubes à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds, afin d'abaisser leur température.

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze chambres de combustion et chaque chambre : une chemise, une pièce de transition, injecteur de combustible, et un tube d'interconnexion (tube foyer), cette section contient aussi deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flammes, deux bougies et divers garnitures.

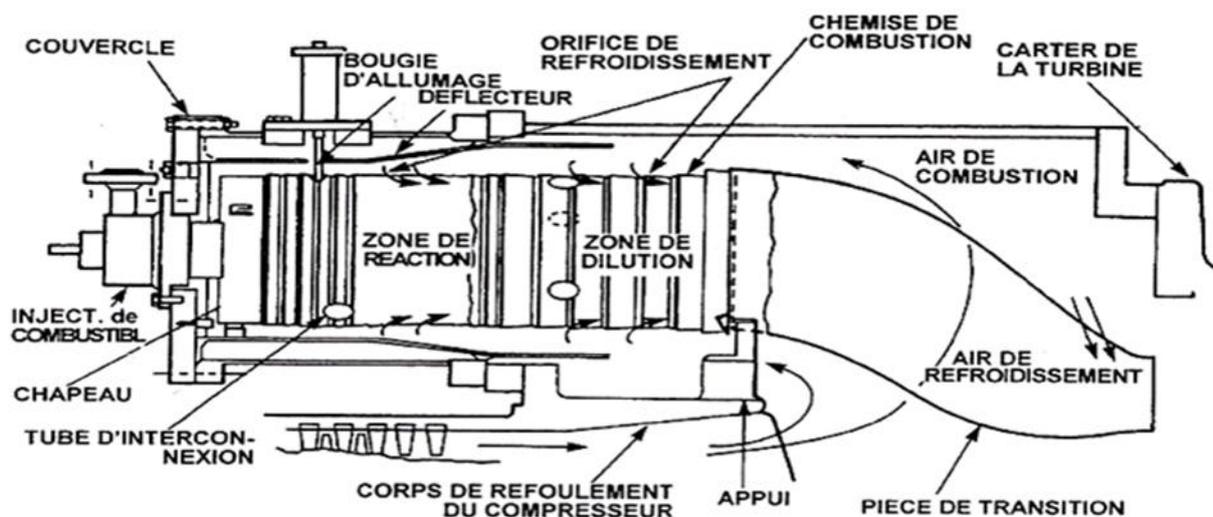
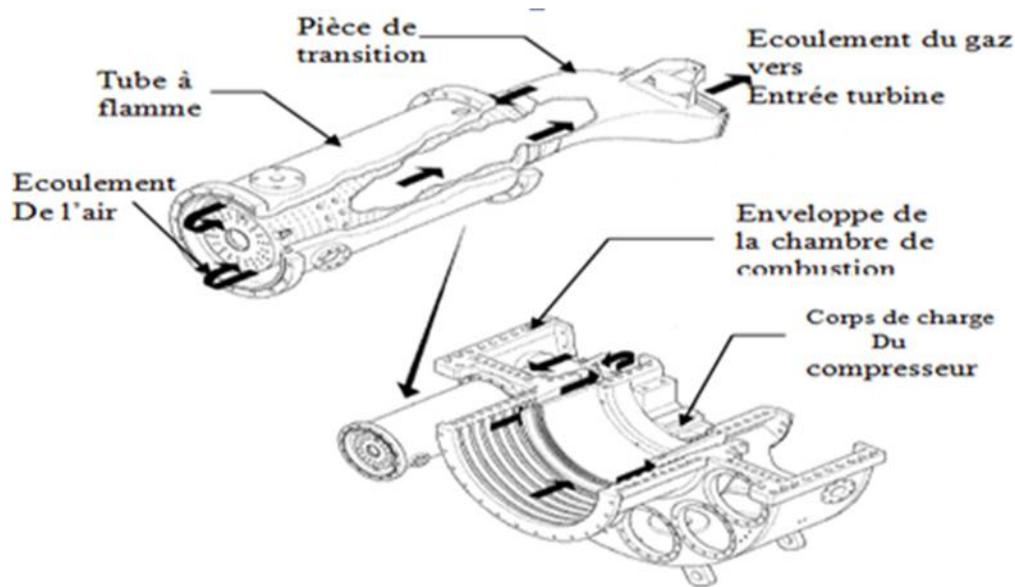


Fig. I.5 : Chambre de combustion

### I.3.1. L'enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion est une enceinte soudée, tel que la moitié supérieure et la moitié inférieure sont montées autour de la partie à enveloppe de combustion arrière du corps de refoulement du compresseur. La plaque arrière de l'enveloppe est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine ; la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du corps de refoulement.



**Fig. I.7:** Enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge du compresseur et ensemble palier NO.2

### I.3.2. Chambres de combustion

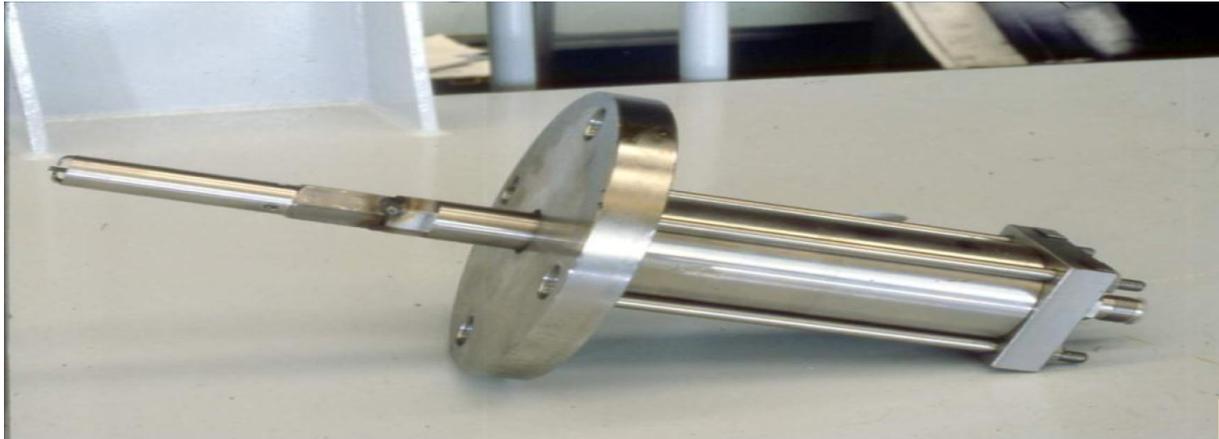
La section comme on l'a dit avant comprend douze chambres de combustion, et sont numérotées de un à douze.

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion ; chaque corps est relié par des tubes d'interconnexion.

Le but primaire de chambre de combustion est d'assurer la stabilité de la flamme tout le long des phases de fonctionnement, telles que l'allumage, le démarrage, la charge maximale ; donc le rôle principale de la chambre c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine. La longueur de la chambre de combustion est une fonction de temps requis pour avoir une réaction complète de combustion, qui varie selon le type de combustion, et pour avoir la dilution nécessaire et une distribution radiale et circonférentielle des températures acceptables pour les éléments en aval.

### I.3.3. Bougies d'allumage

Il y a deux bougies d'allumages et sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N9 et N10). Les deux bougies se rétractent, grâce à l'action opposée d'un ressort, par l'effet de l'augmentation de la pression dans la chambre de combustion pendant la séquence de démarrage de la turbine à gaz. De cette façon, la bougie d'allumage se rétracte hors du champ d'action directe du gaz de combustion.



**Fig.I.8 :** Bougie d'allumage.

### I.3.4. Injecteurs de combustible

Chaque chambre de combustible est pourvue d'un injecteur de combustible, de type dual fuel raccorder avec le carter extérieur de la chambre de combustion aligné avec l'orifice central du chapeau avec un jeu radial, le brûleur contient des trous extérieurs disposés le long de sa circonférence, ces trous sont inclinés afin de produire une turbulence qui aide le gaz combustible à se mélanger correctement avec l'air nécessaire à la combustion.

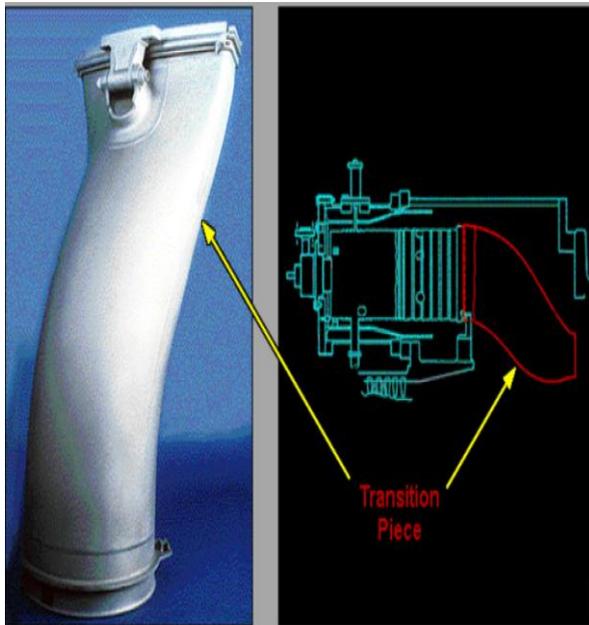
### I.3.5. Tubes -Foyers

Les douze chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes d'interconnexion. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées

### I.3.6. Pièces de transition

Les pièces de transitions permettent d'acheminer les gaz chauds en provenance des tubes de flammes vers la directrice de premier étage de la turbine ; d'autres termes tels que ces derniers, dont la forme au rôle de transformer l'écoulement de gaz d'un jet cylindrique en un jet annulaire avant qu'il n'atteigne le premier étage de la turbine. Les pièces de transitions

sont faites de mêmes matériaux que les chemises de combustion ; et elles sont reliées à la directrice du premier étage de la turbine [04].



**Fig. II.9 :** Pièce de transition

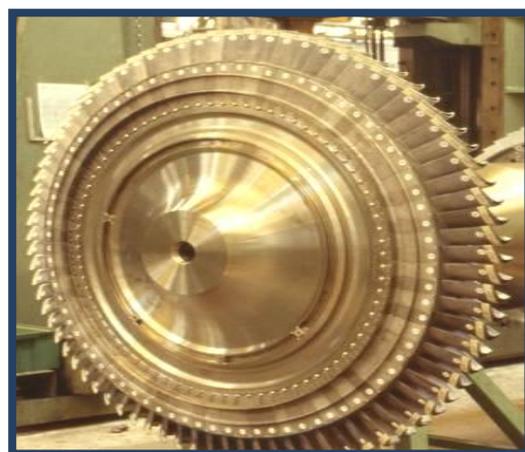


**Fig. II.10 :** Tube à flamme

#### I.4. Section turbine



**Fig. I.11 :** Turbine haute pression HP



**Fig. I.12 :** Turbine basse pression BP

La section turbine est celle où l'énergie thermique venant de la section combustion est convertie en énergie mécanique. Cette section contient les composants suivants : le corps de turbine, la directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage (turbine haute

pression HP), la directrice à aube variable de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (turbine basse pression BP), il ya aussi le diaphragme et l'étanchéité à air et la veine des gaz entre les divers étages.

#### **I.4.1. Directrice du premier étage**

La directrice de premier étage comprend les segments d'aubes directrices montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine, la conception de l'ensemble de la directrice et de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux Gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz.

La bague de retenue de la directrice est fendue en deux sur le plan horizontal et les deux moitiés sont réunies par des boulons.

Les segments d'aube directrices ont des cloisons à profile aérodynamique situés entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe.

Les cloisons de la directrice sont creuses avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'air de refroidissement des directrices.

L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion passe autour de bague de retenue, puis dans les cloisons creuses de la directrice et sort enfin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice.

#### **I.4.2. Directrice du deuxième étage**

La directrice de deuxième étage se compose des partitions (aubes tournantes) qui formant une tuyère à angle variable dans l'espace annulaire de la voie des gaz justement avant la roue de turbine du deuxième étage.

Ces partitions commandées mécaniquement par un anneau et un système de leviers, qui les font tourner tous ensemble en même temps, afin d'obtenir des surfaces de passage des gaz variables et uniformes. En modifiant les surfaces de passage des directrices, il est possible de régler la distribution d'énergie, obtenue par la combustion, entre la turbine de haute pression et la turbine de basse pression.

#### **I.4.3. Diaphragme**

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales dans la paroi du diaphragme.

Ce dernier est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roue arrière de la turbine de premier étage et l'espace roue avant de la turbine de deuxième étage.

Les thermocouples sont maintenus dans les flasques du diaphragme et les conducteurs des thermocouples sortent de la turbine par l'une des chevilles creuses de support [05].

#### **I.4.4. Rotor de la turbine**

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : le rotor de la turbine haute pression qui fait actionner le compresseur axial et les accessoires ; et le rotor de la turbine basse pression qui commande la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de fonctionner à des vitesses différentes.

### **I.5. Section échappement**

La section échappement comprend essentiellement la chambre d'échappement et le caisson d'échappement. Lorsque la turbine marche, les gaz d'échappement venant de la turbine sont déchargés dans le cadre et dans la section des déflecteurs de la chambre d'échappement, puis dans le caisson d'échappement.

#### **I.5.1. Chambre d'échappement**

La chambre d'échappement est l'élément structural principal de la turbine à gaz B.P. Il soutient les paliers N.3 et N.4 et la tuyauterie correspondante d'entrée et de sortie d'huile de graissage, la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité de la turbine, les segments de protection de la roue de deuxième étage et le cadre d'échappement.

L'air de refroidissement est prélevé du dixième étage comme air primaire. L'air de refroidissement de la chambre d'échappement pénètre dans l'espace séparant le cadre extérieur de la veine des gaz du déflecteur extérieur de la chambre d'échappement. De là, l'air de refroidissement passe par les sections à profil aérodynamique entourant les entretoises soutenant le déflecteur d'admission à l'émission et dans l'espace séparant le cadre interne du déflecteur d'entrée. L'air de refroidissement est ensuite évacué à l'atmosphère par deux tuyaux situés dans la moitié supérieure du cadre d'échappement

#### **I.5.2. Caisson d'échappement**

Le caisson d'échappement est une structure en forme de boîte rectangulaire dans laquelle passent les gaz d'échappement de la turbine avant d'être évacués à l'atmosphère. Situé à l'arrière du socle de la turbine, le caisson comprend la chambre d'échappement, le cadre et les déflecteurs. Le bruit causé par le courant des gaz d'échappement est réduit par les silencieux.

## I.6. Système de refroidissement et d'étanchéité

La plupart d'air comprimé est utilisée pour la combustion. Une partie de cet air est retirée du compresseur du 10<sup>ème</sup> étage et utilisée comme air de refroidissement, l'autre partie provient du refoulement du compresseur et sert d'air pressurisation, une autre partie de l'air ambiant.

Les différentes parties de la turbine qui doivent être refroidies sont :

- ❖ face avant et arrière des roues de turbine HP et BP.
- ❖ la tuyère 1<sup>ère</sup> étage et une bague de retenue.
- ❖ entretoise de support de corps cylindrique intérieur.

### Air extrait du 10<sup>ème</sup> étage :

L'air extrait du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur sert à :

- L'étanchéité des paliers N°1, 3 et 4 contre les fuites d'huile : cet air est d'abord passé à travers un séparateur de saleté centrifuge qui élimine toutes particules de poussière ou de corps étrangers qui pourraient endommager les paliers. Les saletés accumulées sont déchargées du séparateur par une extraction continue. L'air d'étanchéité quant à lui est purgé des paliers vers le réservoir d'huile principal.

- Le refroidissement des faces avant et arrière des roues de turbines HP et BP, de la tuyère 1<sup>ère</sup> étage, de l'enveloppe du rotor de turbine et de châssis d'échappement. En effet à ces endroits les températures sont très élevées et peuvent diminuer la durée de vie de ces pièces.

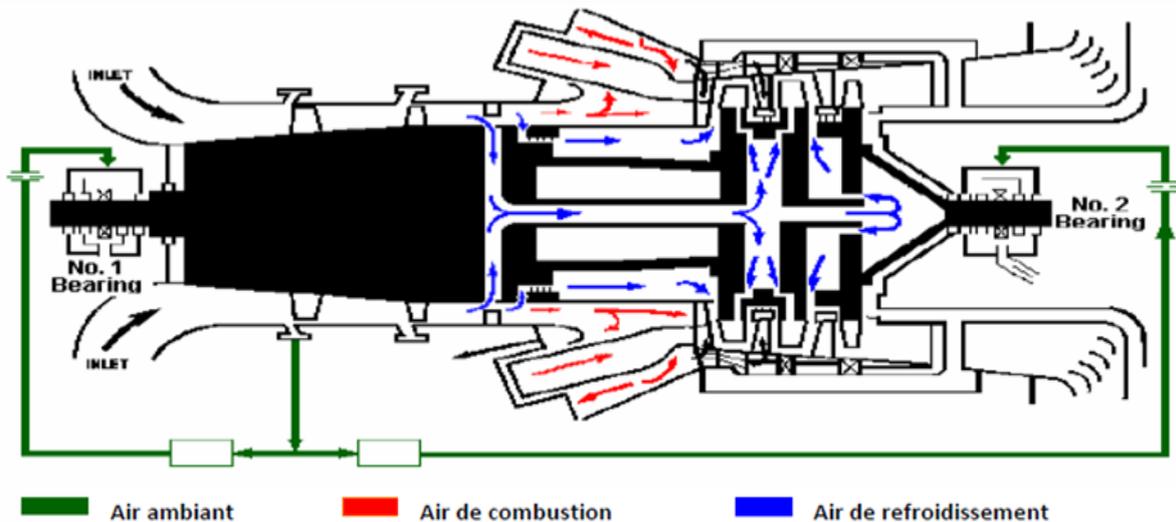
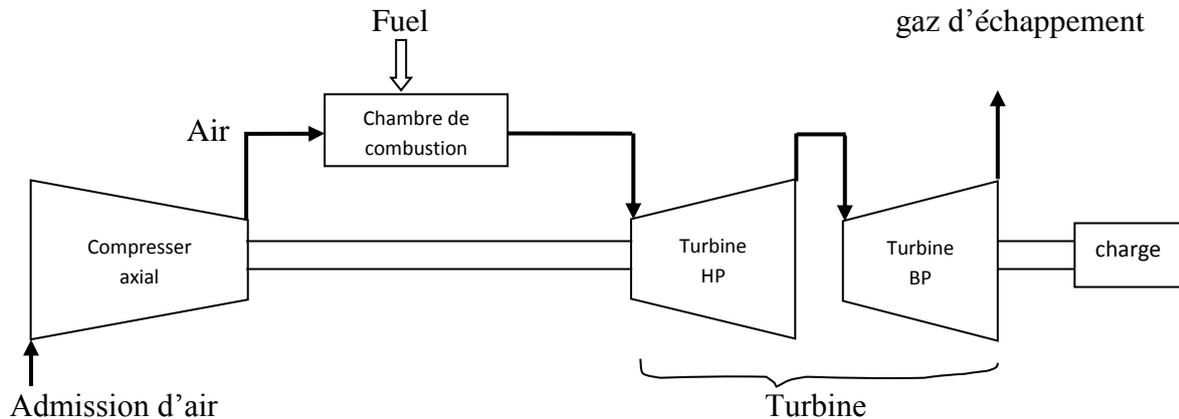


Fig. I.13. Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

## II. Principe de fonctionnement



**Fig. I.14.** Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

La turbine à gaz MS5002C fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression élevée.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant du combustible et en brûlant dans une chambre de combustion.
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre turbine compresseur.
- La détente se produit sur deux étages à travers deux roues indépendants mécaniquement, la première roue HP et destinée uniquement à l'entraînement du compresseur d'air et les accessoires attelés à l'arbre tandis de la deuxième roue BP est reliée à la charge (compresseur centrifuge).

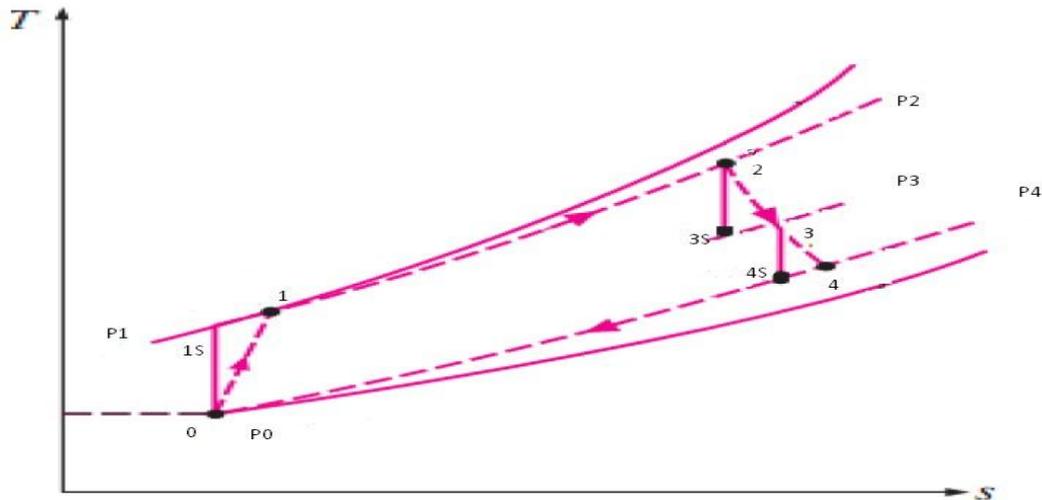
### II.1.Cycle thermodynamique de l'installation

Le cycle de cette installation est celui de 'Joule Brayton' (Fig.I.15) qui est composé de (compression, combustion, détente, échappement) les cycles théorique et réel sont présentés dans des plans de coordonnées (T S) d'où :

T : La température en (K).

S : L'entropie en (kJ/kg.K).

P : La pression en (Pas).



**Fig.I.15** : Cycles réel et théorique de Brayton pour la turbine à gaz à 2 arbres

### III. Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS 5002 C

Série du modèle de turbine à gaz : MS5002C.

Emploi de la turbine à gaz : Entraînement mécanique.

Cycle : Simple.

Rotation de l'arbre : Sens inverse d'horloge.

Type de fonctionnement : Continu.

Vitesse d'arbre : VHP 5100 tr/min, VBP 4903 tr/min.

Commande électronique : Mark VI, SPEEDTRONIC.

Protection : Survitesse, Température excessive, détection de vibration, détection de flamme.

Mécanisme de refroidissement : Engrenage réducteur à rochet

Atténuation de bruit : Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales

Puissance de base : 38000 HP conditions ISO (28,34MW).

Rendement thermique : 28 %

Température d'admission : 288.15°K (15 °C).

Taux de compression : 7.5

Consommation spécifique : 12310 kJ/ kWh

Débit des gaz d'échappement : 126kg/s

Pression d'échappement : 14,7 PSI (1,013 Bars).

Nombre d'étages compresseurs : 16 étages.

Type de compresseur : Flux axial, grande capacité.

Type des aubes directrices : Variable.

Disposition des chambres : Positionnées concentriquement.

Injecteur combustible : Type combustible gazeux, un par chambre.

Dispositif de démarrage : Moteur électrique.

Dans ce chapitre, on a fait une présentation détaillée de la turbine à gaz MS 5002 C en expliquant le principe de son fonctionnement et en définissant les caractéristiques et le rôle de ses différentes sections.

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à l'humidité et à la température ambiante ainsi qu'à l'altitude, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. Ce qui fait de la recherche et du développement de ces machines un domaine très vaste et continu.

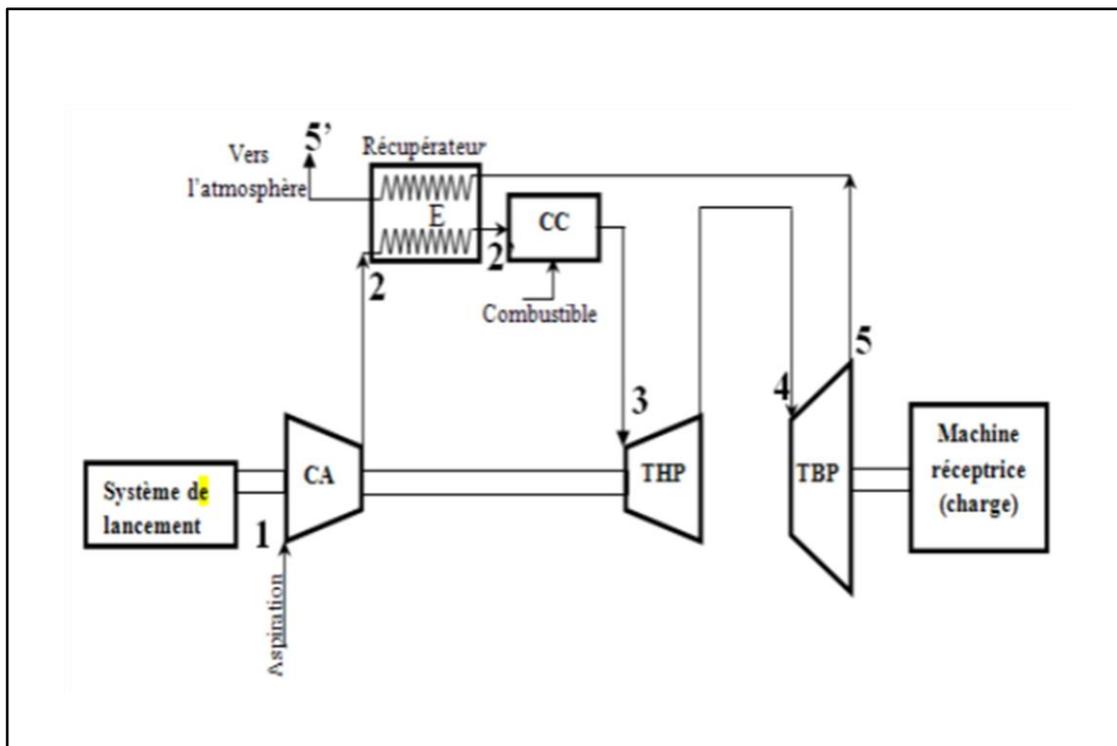
De nos jours plusieurs techniques, d'amélioration (moyens classiques et avancés) sont utilisées pour augmenter le rendement et la puissance utile des turbines à gaz.

## I. Amélioration des turbines à gaz avec des moyens classiques

### I.1. Régénération

Une solution technologique utilisée aujourd'hui pour l'amélioration du rendement de la turbine est l'utilisation d'un échangeur récupérateur qui servira au préchauffage de l'air comprimé à l'entrée de la chambre de combustion.

Ceci permet de diminuer les deux quantités de chaleur celle (perdue dans l'atmosphère) et celle (fournit au cycle) impliquant une diminution de la consommation de combustible [06].



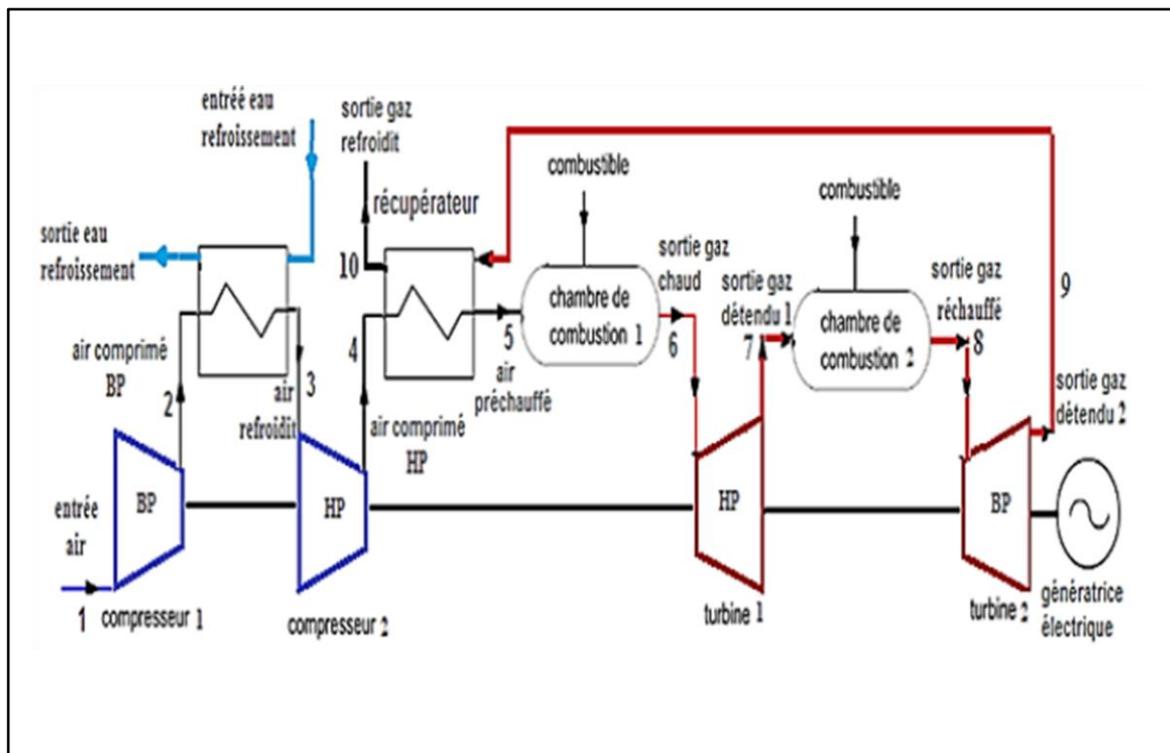
**FigII.1** : Installation avec régénération.

## I.2. Cycle d'Ericson

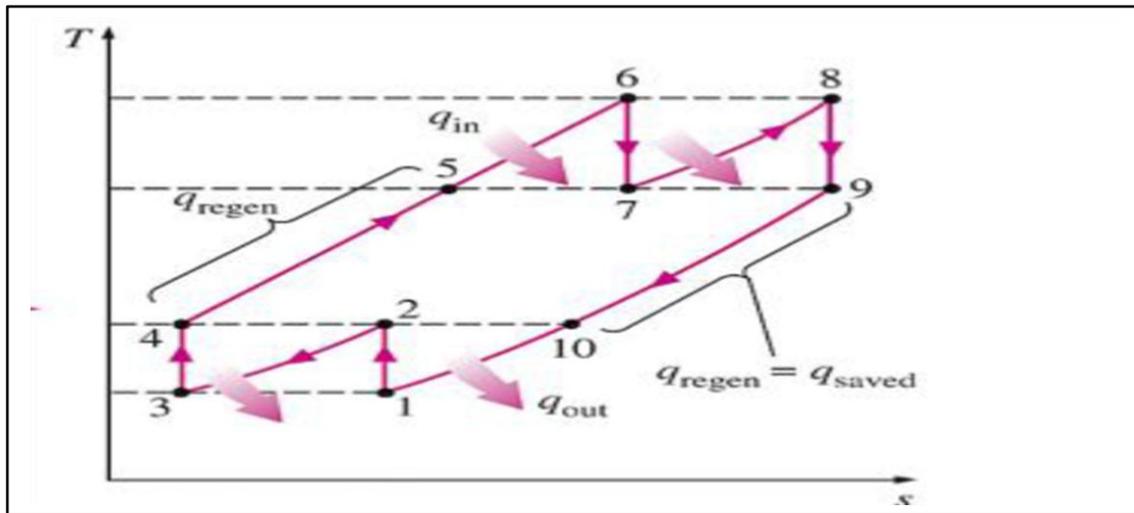
Installation de turbine à gaz on ajoute au cycle simple de Brayton :

- un refroidissement intermédiaire de l'air en utilisant une compression bi-étagée (éventuellement multi étagée), dans deux corps de compresseur C1 et C2, entraînant ainsi une réduction de travail de compression.
- une récupération de chaleur (ou régénération) en utilisant un récupérateur à surface servant à préchauffer l'air comprimé, sortant du compresseur C2 avant son entrée dans la chambre de combustion, par l'intermédiaire de la chaleur des gaz chauds sortant du deuxième corps de turbine T2 avant leur évacuation vers l'atmosphère.
- une réchauffe (deuxième combustion), des gaz sortant de la turbine T1, dans la deuxième chambre de combustion Ch-C2 avant leur admission dans le deuxième corps de turbine T2 pour une deuxième détente.

Cette augmentation du rendement thermique du cycle et de la puissance se fait au détriment d'un coût plus élevé et d'une complexité de de l'installation correspondante [07].



**FigII.2 :** Cycle de Brayton avec régénération, refroidissement et surchauffeur

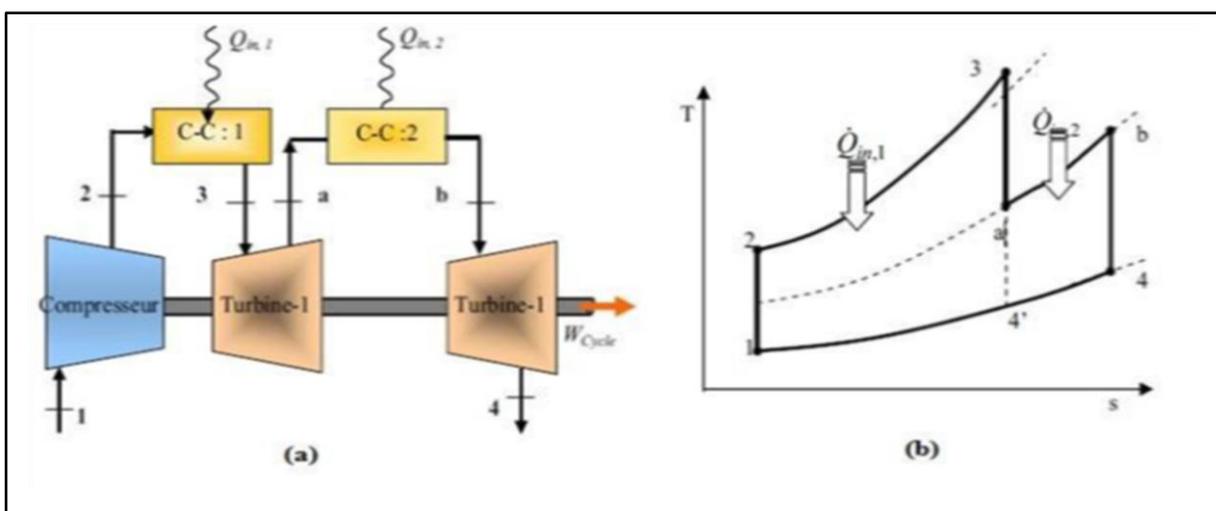


**FigII.3 :** Cycle de Brayton avec régénération, refroidissement et surchauffeur sur un diagramme (T, s).

**I.3. Réchauffage inter-turbines de détente**

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances.

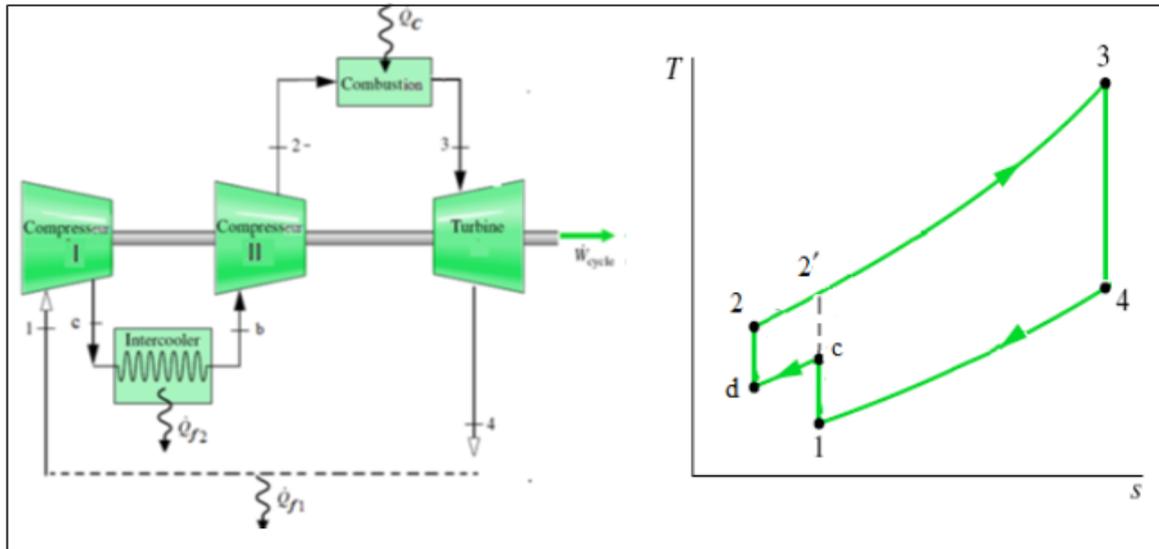
Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme indique le circuit du fluide moteur. Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HP), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire[08].



**FigII.4 :** Installation avec réchauffage de la turbine.

#### I.4. Cycle avec refroidissement intermédiaire

La compression avec refroidissement intermédiaire est un autre moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (T, S) et le rendement du cycle augmente.

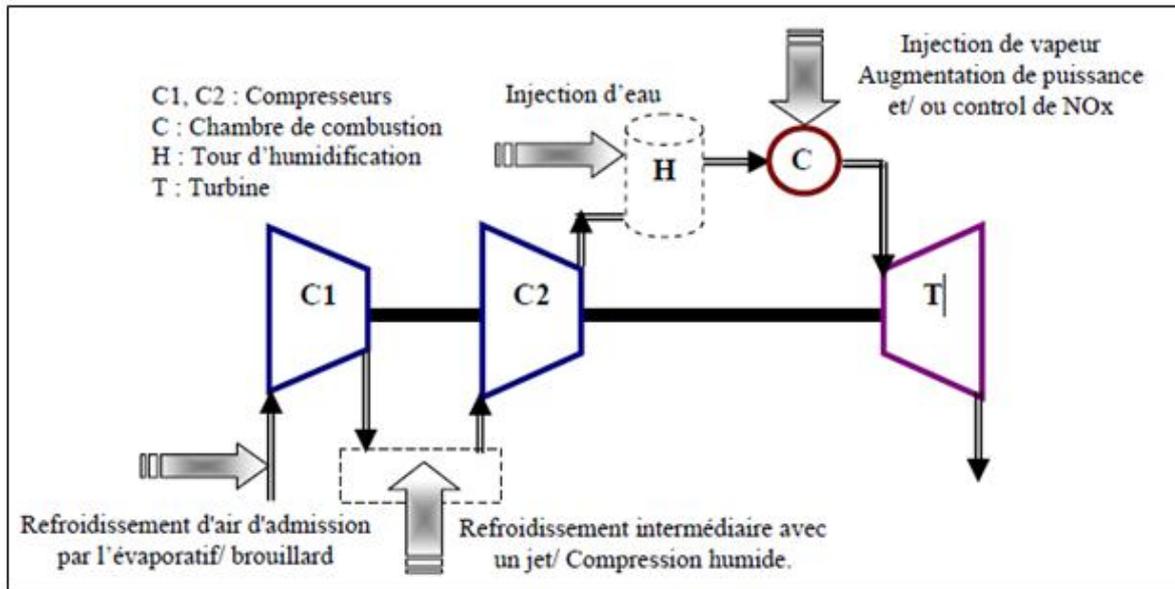


FigII.5 : Cycle avec refroidissement intermédiaire.

#### I.5. Injection de masse de fluide dans le circuit de la TAG

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion [09].

Les points d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz peuvent être soit à l'amont du compresseur, soit à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion [10].



**FigII.6 :** Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur Dans une TAG

L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50, et dans des turbines à gaz industrielles depuis les années 60 [11].

L'injection augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement, qui donne une puissance additionnelle au cycle. Cette méthode consiste aussi en une diminution de la formation de NOx dans la chambre de combustion et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine [12].

L'injection de vapeur est plus efficace que l'injection d'eau, puisque la vapeur produite dans le HRSG est introduite dans la turbine, de ce fait améliorant le rétablissement de chaleur.

Un tel cycle est souvent nommé cycle de STIG (turbine à gaz d'injection de vapeur).

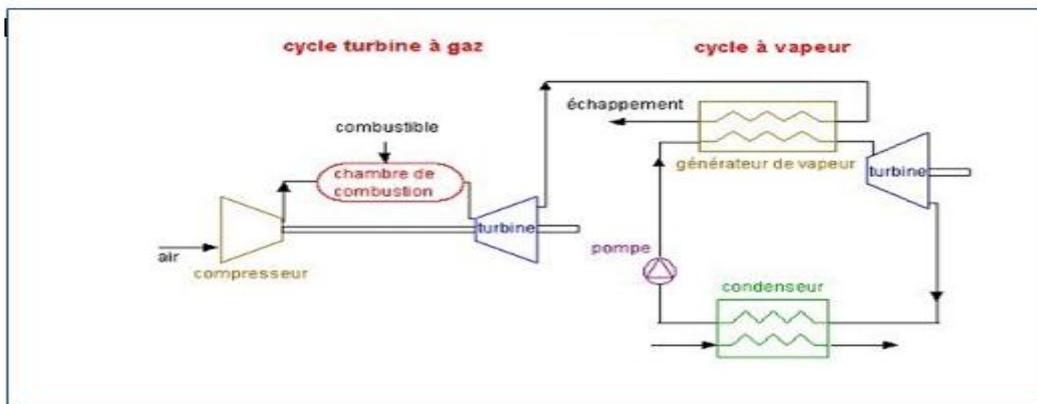
La vapeur à haute pression peut être injectée dans la chambre de combustion, comme la vapeur à une pression intermédiaire et à basse pression est souvent injectée dans le premier étage de turbine à gaz.

Il y a plusieurs turbines à gaz particulièrement conçues avec l'injection de vapeur, telle que General Electric LM2500 et les séries de LM5000 STIG ou le Ruston TB5000.

Le cycle de STIG est économique et performant est valable dans la gamme de puissance au-dessous de 150 MW comparé à d'autres cycles combinés.

### I.6. Cycle combiné gaz vapeur

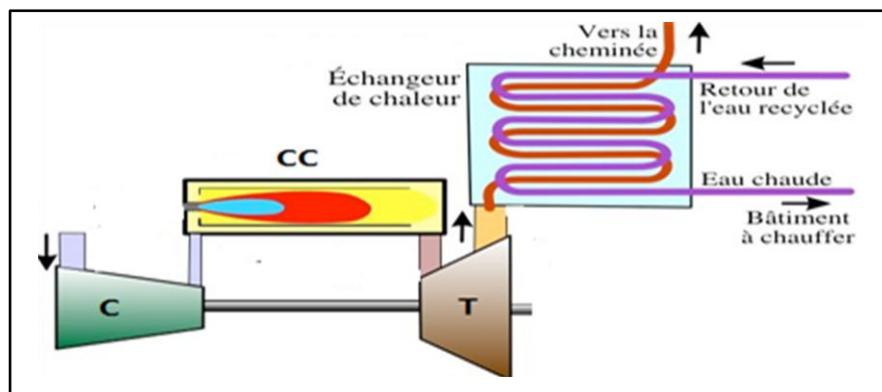
Le principe d'un cycle combiné consiste à valoriser les gaz d'échappement de la turbine à gaz dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées [13].



**FigII.7** : Installation combiné gaz-vapeur.

### I.7. Cogénération

Les gaz d'échappement sortant de la turbine à gaz à haute température peuvent servir à réchauffer l'eau à l'aide d'un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux. Pendant les saisons chaudes, des installations spéciales de refroidissement transforment directement le fluide chaud pour alimenter un circuit parallèle de fluides froids [14].



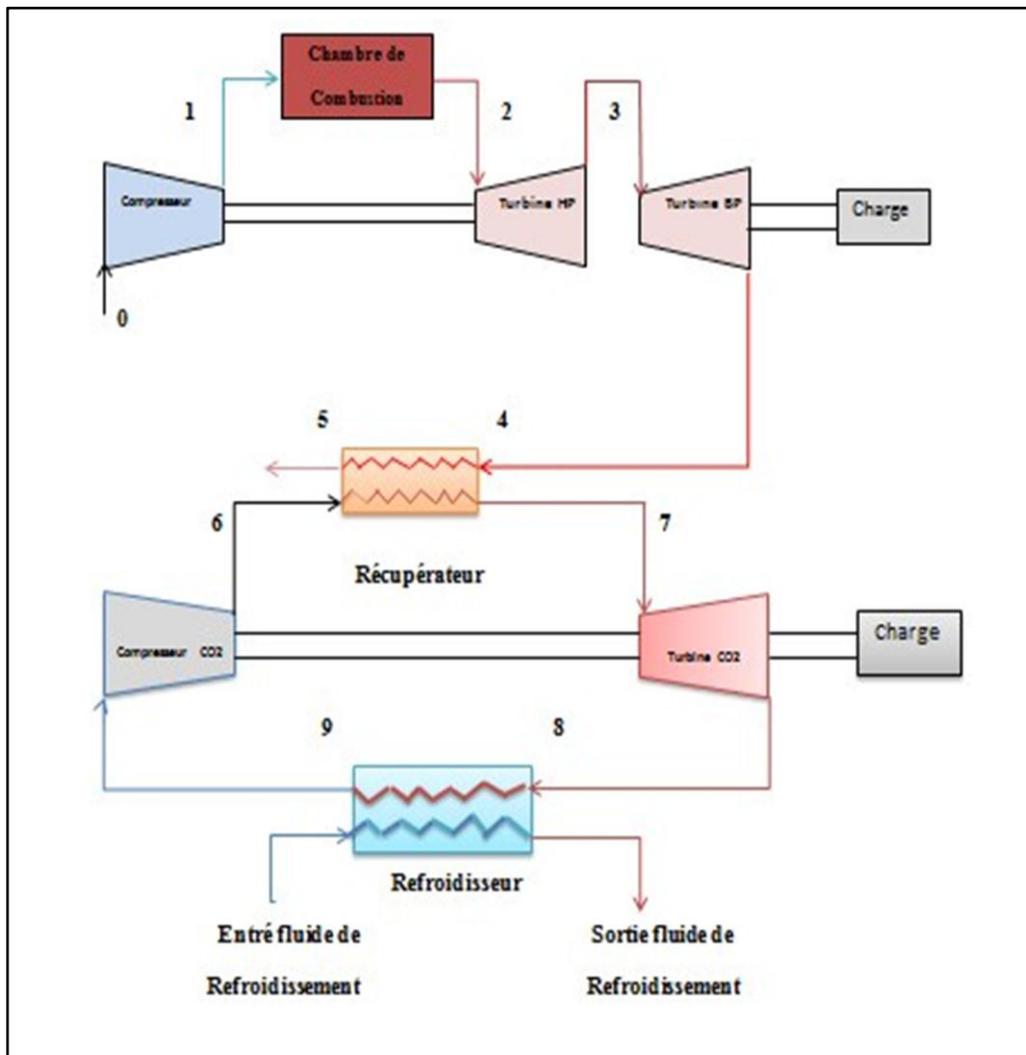
**FigII.8** : Schéma de la cogénération.

## II. Amélioration des turbines à gaz avec des moyens avancés

### II.1. Cycle combiné avancé au CO<sub>2</sub> supercritique

C'est le cycle utilisant le CO<sub>2</sub> supercritique comme fluide moteur et fonctionnant selon le cycle de Brayton, ce cycle utilise les gaz d'échappement comme source de chaleur pour chauffer le CO<sub>2</sub> l'intérêt de ce cycle réside dans ces performances très élevés.

A l'état supercritique le CO<sub>2</sub> se comprime dans le compresseur (9,6) puis il est chauffé dans un échangeur de chaleur (6,7) (on utilise les gaz d'échappement comme source de chaleur) le CO<sub>2</sub> sort à la température maximale du cycle T<sub>7</sub> après il est détendu dans la turbine (7,8) puis il passe dans la refroidisseur (8,9) où il revient à son état initial [15].

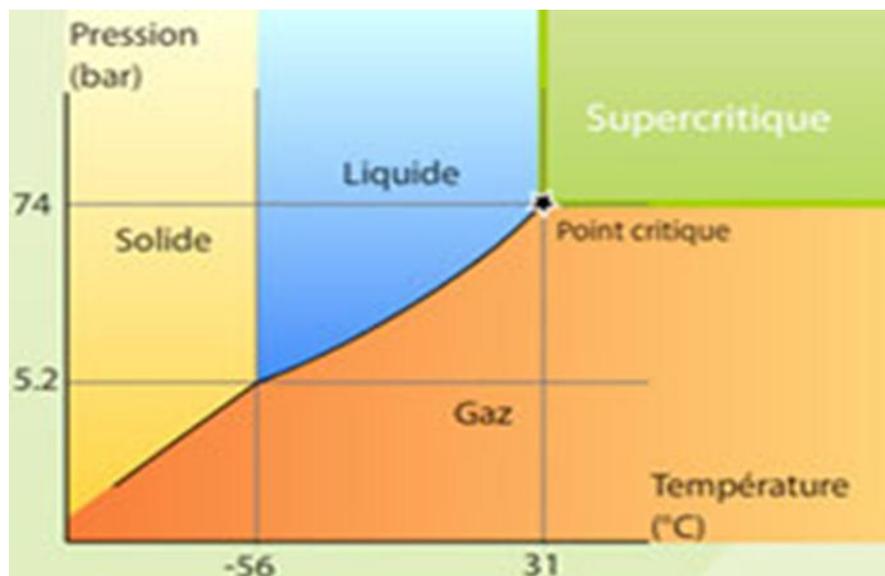


FigII.9 : Cycle combiné avancé au s- CO<sub>2</sub>.

### II.1.1. CO<sub>2</sub> à l'état supercritique

A ce jour, la plupart des centrales de production électrique utilisent de la vapeur d'eau pour actionner des turbines. Cette capacité à transformer l'énergie grâce à la vapeur remonte à la toute première Révolution industrielle. Au fil du temps, quelques améliorations ont été apportées pour parfaire le procédé. Mais il semble que ses limites de rendement soient atteintes, tant et si bien que la recherche de gains supplémentaires engendrerait pour les constructeurs des coûts prohibitifs.

Les chercheurs se penchent donc, désormais, sur le développement d'alternatives. Une des pistes privilégiées consisterait à utiliser du dioxyde de carbone à l'état supercritique (CO<sub>2</sub>-S). Par "supercritique", il faut entendre un état dans lequel le CO<sub>2</sub> atteint une température (31°C) et une pression (74 atmosphères) critiques.



**Fig.II.10** : Diagramme de changement de phase de CO<sub>2</sub> (pression –température)

### II.1.2. À l'état supercritique le CO<sub>2</sub> présente de nombreuses propriétés

- Pas de solvant résiduel à la fin du traitement (évacuation sous pression atmosphérique).
- Non toxique.
- Chimiquement inerte, pas de problèmes d'oxydation du produit.
- Inodore.

- Non inflammable.
- Basse température critique.
- Une diffusivité élevée.

Lorsqu'il se trouve dans un état supercritique, le CO<sub>2</sub> serait deux fois plus dense que la vapeur. Qui plus est, le CO<sub>2</sub>-S présenterait l'avantage d'être plus facile à comprimer que la vapeur d'eau, ce qui permettrait d'extraire l'énergie de la turbine à plus haute température. D'après les chercheurs du (National Energy Technology Laboratory) de Pittsburgh (États-Unis), les dimensions de la turbine pourraient donc être réduites d'un facteur 10 à puissance égale, permettant de réaliser d'importants gains sur les coûts de production.

### **II.1.3. Recherches et perspectives**

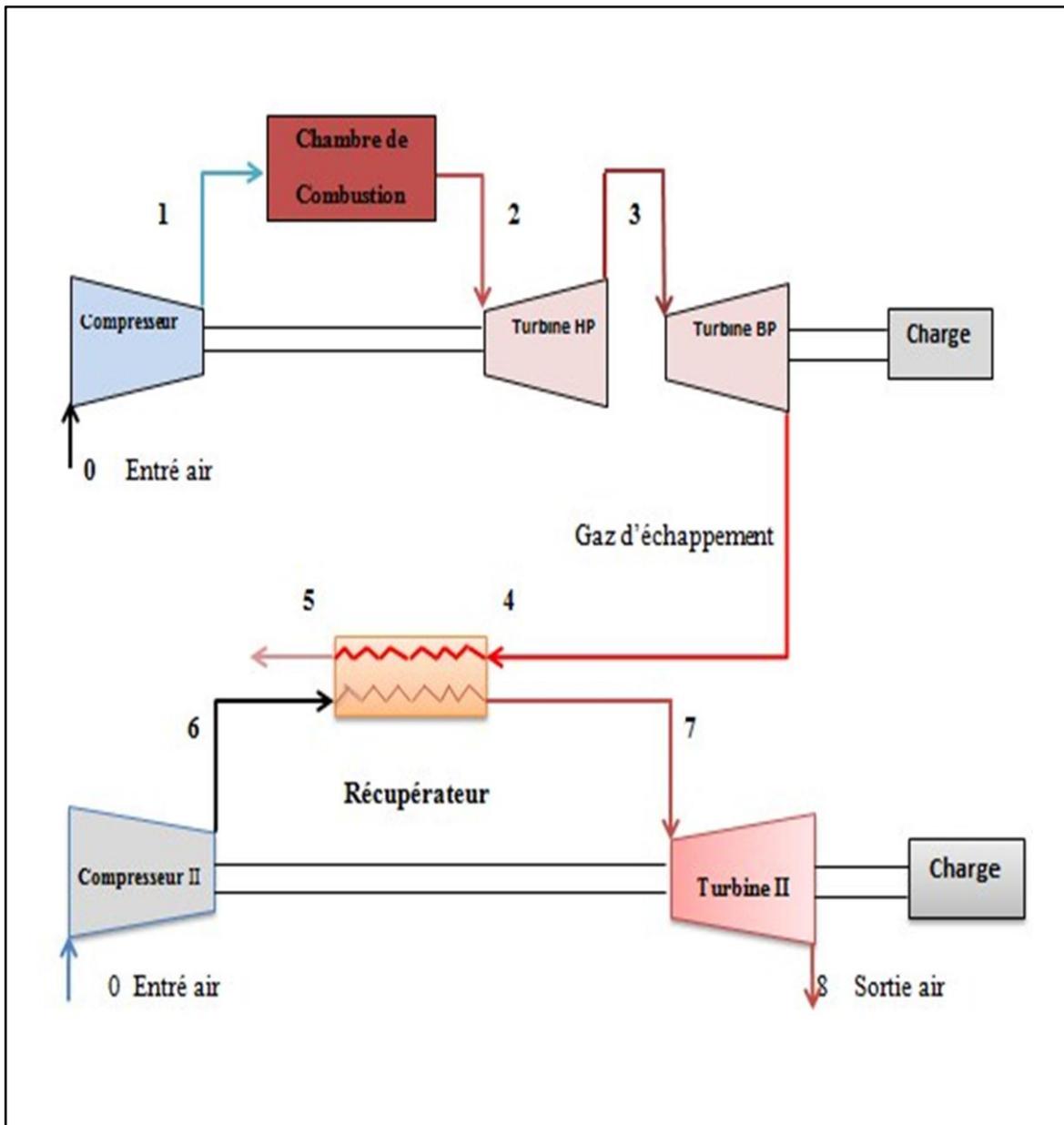
Les usages des turbines à CO<sub>2</sub>-S peuvent être multiples. On pense à l'exemple des producteurs de café qui utilisent déjà ce procédé pour extraire de la caféine des graines de café. Les cycles combiné à gaz, les centrales nucléaires, les centrales à charbon dotés de technologies de captage et de stockage du CO<sub>2</sub> ou encore les centrales solaires thermodynamiques pourraient – potentiellement – tirer des bénéfices de l'usage de ces turbines à CO<sub>2</sub>-S.

Conscient de l'attractivité que représente cette nouvelle technologie, le ministre de l'Énergie américain, Ernest Moniz, a récemment annoncé l'allocation de 44 millions de dollars en faveur de la recherche et du développement. L'objectif ? Créer une centrale de démonstration de 10 MW d'ici 2016. Si les pouvoirs publics se mobilisent, il en va de même côté constructeurs puisque, fin 2014, le japonais Toshiba annonçait produire une turbine pour une centrale de démonstration à gaz de 25 MW dans l'État du Texas, fonctionnant au CO<sub>2</sub>-S. Celle-ci devrait voir le jour fin 2016.

Avant d'envisager toute commercialisation à l'échelle industrielle, il faudra toutefois s'armer de patience. Pour l'heure, les recherches se sont concentrées sur la turbine. Mais l'utilisation du CO<sub>2</sub>-S nécessitera une adaptation des matériaux des conduites de l'installation afin de faire face au pouvoir corrosif du CO<sub>2</sub>. Il s'agira par ailleurs d'améliorer la puissance des démonstrateurs. Ces derniers ont jusqu'ici atteint une puissance de l'ordre de quelques KW. Envisager une conversion en MW constitue donc un défi de taille. [16]

## II.2. Cycle combiné avancé à air

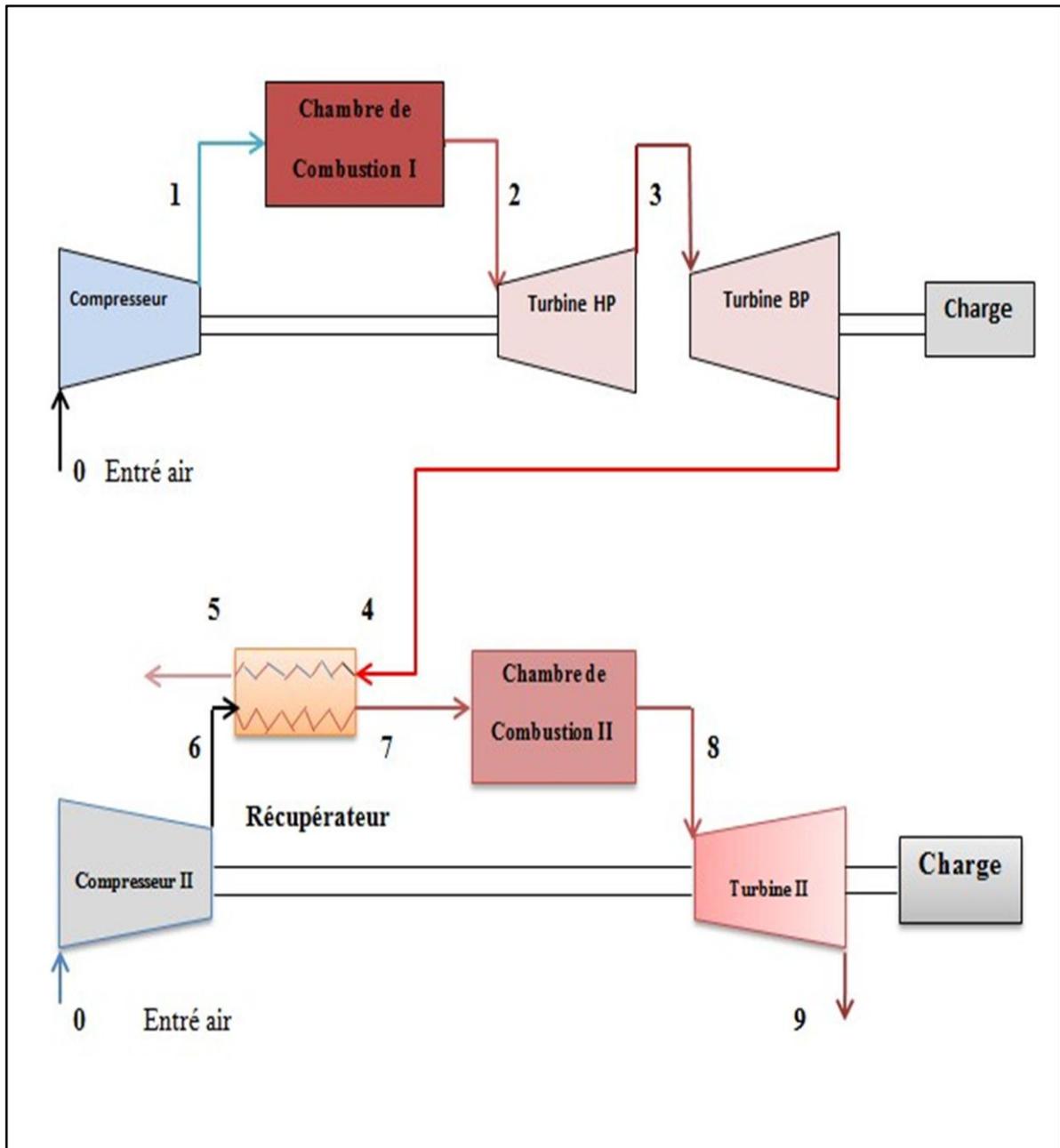
Dans le cycle combiné à vapeur les gaz d'échappement de la turbine à gaz à haute température sont utilisés comme source chaude pour un cycle à vapeur, dans un cycle combiné à air le cycle à vapeur est remplacé par un cycle de turbine à gaz à air fonctionnant avec un rapport de compression et un débit d'air adéquat, cette méthode a été introduite pour augmenter le rendement de la turbine à gaz [12].



FigII.11 : Cycle combiné avancé à air.

## II.3. Cycle combiné avancé à air avec surchauffe

Dans le cycle combiné à air les gaz d'échappement de la turbine à gaz à haute température sont utilisés comme source chaude, dans un cycle combiné à air avec surchauffe on ajoute une deuxième chambre de combustion pour faire élever de plus la température à l'entrée de la deuxième turbine. Pour obtenir un plus d'énergie de sorte qu'elle améliore les performances notre cycle inférieur (cycle à air).



FigII.12 : Cycle combiné avancé à air avec surchauffe.

Dans cette partie du travail nous nous intéressons à l'établissement des bilans énergétiques des différents cycles faisant l'objet de notre travail à savoir le cycle simple de « Brayton » à air, le cycle combiné au  $\text{CO}_2$  supercritique, et le cycle combiné à air sans et avec surchauffe. Ceci nous permettra d'une part d'évaluer les performances de chaque cycle et d'analyser les paramètres qui influent sur ces performances et d'autre part nous pourrons effectuer une comparaison des résultats trouvés correspondant aux différents cycles.

### I. Bilan énergétique du cycle simple

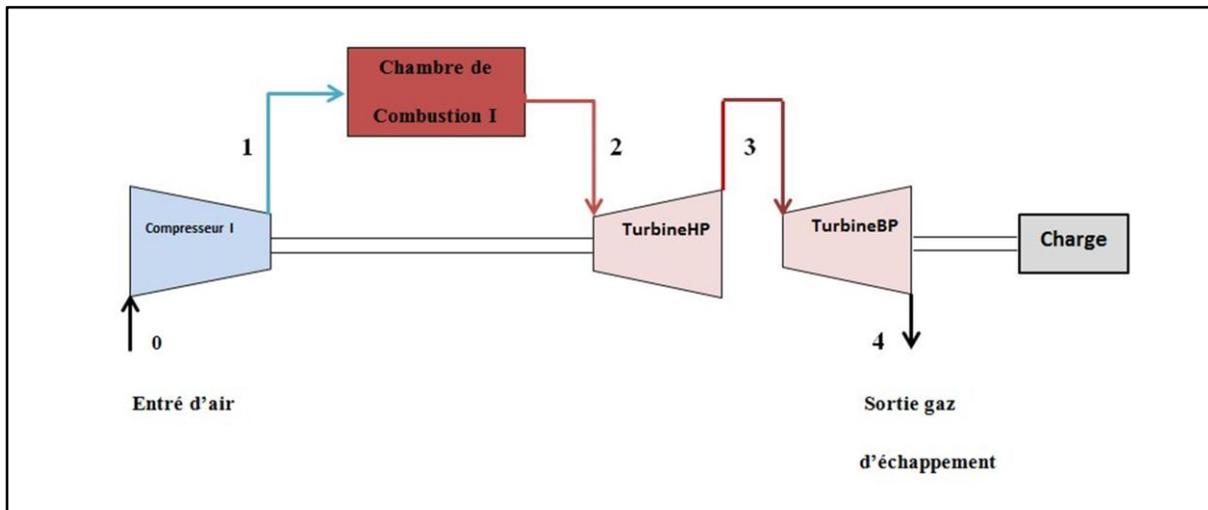


Fig.III.1 : Schéma d'installation cycle simple.

$T_0 = T_{\text{atm}}$	288K	f	15,38 kgair/kgcomb
$P_0 = P_{\text{atm}}$	1.013bar	$\eta_{\text{cc}}$	0.97
$\tau_c$	7	PCI	45333640 J/kg
$\eta_{\text{isc}}$	0.87	$Q_{\text{va}}$	104 m <sup>3</sup> /s
$T_3$	1200K	r	287 J/kg.K
$\Delta P$	<5%	R	8.31 J/mol.K

Tableau III.1. Données du constructeur

### I.1. Bilan du compresseur I

La chaleur spécifique de l'air à pression constante est donnée par la corrélation:

$$C_{p_a}(T) = 1.9327 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 7.999 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1.140 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 4.489 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1.0575 \cdot 10^3 \dots (I)$$

$$\text{Transformation isentropique : } \frac{T_{1is}}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{Température isentropique à la sortie du compresseur : } T_{1is} = T_0 \cdot (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{Température réelle à la sortie du compresseur : } \eta_{isc1} = \frac{T_{1is} - T_0}{T_1 - T_0} \rightarrow T_1 = T_0 + \frac{T_{1is} - T_0}{\eta_{isc1}} \dots (1.I)$$

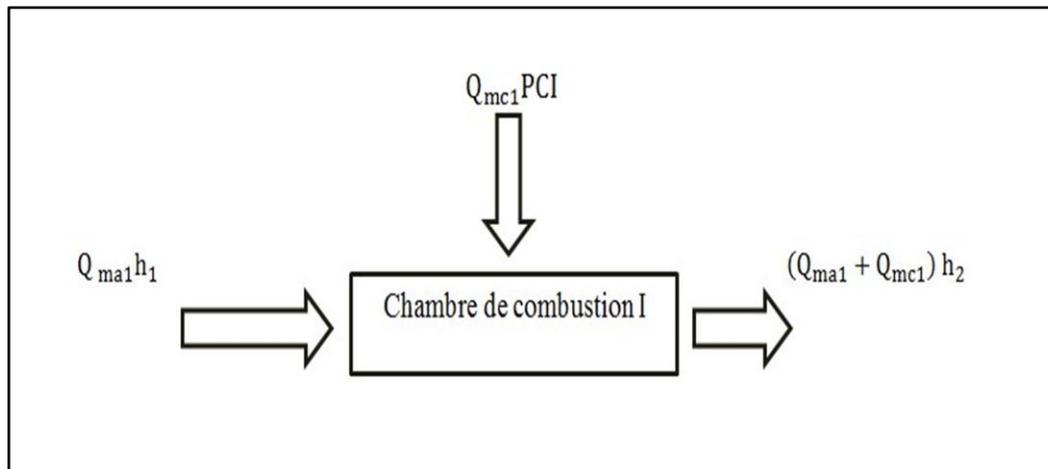
$$\text{Pression à la sortie du compresseur : } P_1 = \tau \cdot P_0 \dots (2.I)$$

$$\text{Travail compresseur : } W_{c1} = \frac{W_{isc}}{\eta_{isc}} = C_p(T_1) \cdot T_1 - C_p(T_0) \cdot T_0$$

$$Q_{ma1} = \rho_1 \cdot Q_{va1} \quad \text{On a : } P_1 = \rho_1 \cdot r \cdot T_1 \rightarrow \rho = P_1 / r \cdot T_1 \quad \text{donc : } Q_{ma1} = Q_{va1} \cdot \frac{P_1}{r} \cdot T_1$$

$$\text{Puissance compresseur : } \dot{P}_{c1} = Q_{ma1} \cdot W_{c1} \dots (3.I)$$

### I.2. Bilan de la chambre de combustion I



**Fig.III.2 :** Présentation de la chambre de combustion

$Q_{ma1}$  : Débit d'air.

$Q_{mc1}$  : Débit de combustible.

$Q_{mg1}$  : Débit de mélange air-combustible ( $Q_{mg1} = Q_{ma1} + Q_{mc1}$ ).

$h_1$  : Enthalpie à l'entrée de la chambre de combustion.

$h_2$  : Enthalpie à la sortie de la chambre de combustion.

PCI : Pouvoir calorifique de combustible.

Pression de fin de combustion :  $P_2 = (1 - \Delta P) \cdot P_1 \dots \dots (4.I)$

Quantité de chaleur délivrée par la chambre de combustion I:

$$P_{ccI} = Q_{mc1} \cdot PCI \quad \text{Avec : } Q_{mc1} = f \cdot Q_{ma1}$$

Puissance calorifique due à la I chambre de combustion :

$$Q_{ccI} = Q_{ma1} \cdot (1 + f) \cdot C_p \cdot (T_2) \cdot T_2 - C_p (T_1) \cdot T_1 \dots \dots (5.I)$$

La chaleur spécifique des gaz de combustion est évaluée par la corrélation en (Annexe1)

### I.1.3. Bilan de Turbine I

#### I.1.3.1 Turbine HP

Transformation isentropique :  $\frac{T_{3is}}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

Température isentropique de fin détente HP:  $T_{3is} = T_2 / \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

Température réelle de fin détente HP:  $\eta_{isTHP} = \frac{(T_2 - T_3)}{(T_2 - T_{3is})} \rightarrow T_3 = T_2 - (T_2 - T_{3is}) \cdot \eta_{isTHP}$

Travail THP :  $W_{THP} = C_{pg}(T_2 - T_3)$

Puissance THP :  $\dot{P}_{THP} = W_{THP} \cdot Q_{mg1} \cdot \eta_{THP}$

#### I.1.3.2 Turbine BP

Transformation isentropique :  $\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

Température isentropique de fin détente BP:

$$T_{4is} = T_3 / \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Température réelle de fin détente BP:

$$\eta_{isTBP} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_{4is})} \rightarrow T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4is}) \cdot \eta_{isTBP}$$

Travail TBP :  $W_{TBP} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4)$

Puissance TBP :  $P_{TBP} = W_{TBP} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{TBP}$

#### I.1.4. Bilan du cycle

- Puissance du compresseur :  $P_{c1} = Q_{ma1} \cdot W_{c1} \dots (6.I)$
- Puissance de la turbine  $P_T$  :  $P_{T1} = P_{THP} + P_{TBP} \dots (7.I)$
- Puissance utile  $P_u$  :  $P_{u1} = |P_{T1}| - P_{c1} \dots (8.I)$
- Rendement thermodynamique de la turbine à gaz :  $\eta_{th} = \frac{|P_{T1}| - P_{c1}}{P_{cc1}}$

$$\eta_{th} = \frac{P_{u1}}{P_{cc1}} \dots (9.I)$$

## II. Bilan énergétique de cycle combine au CO<sub>2</sub> supercritique

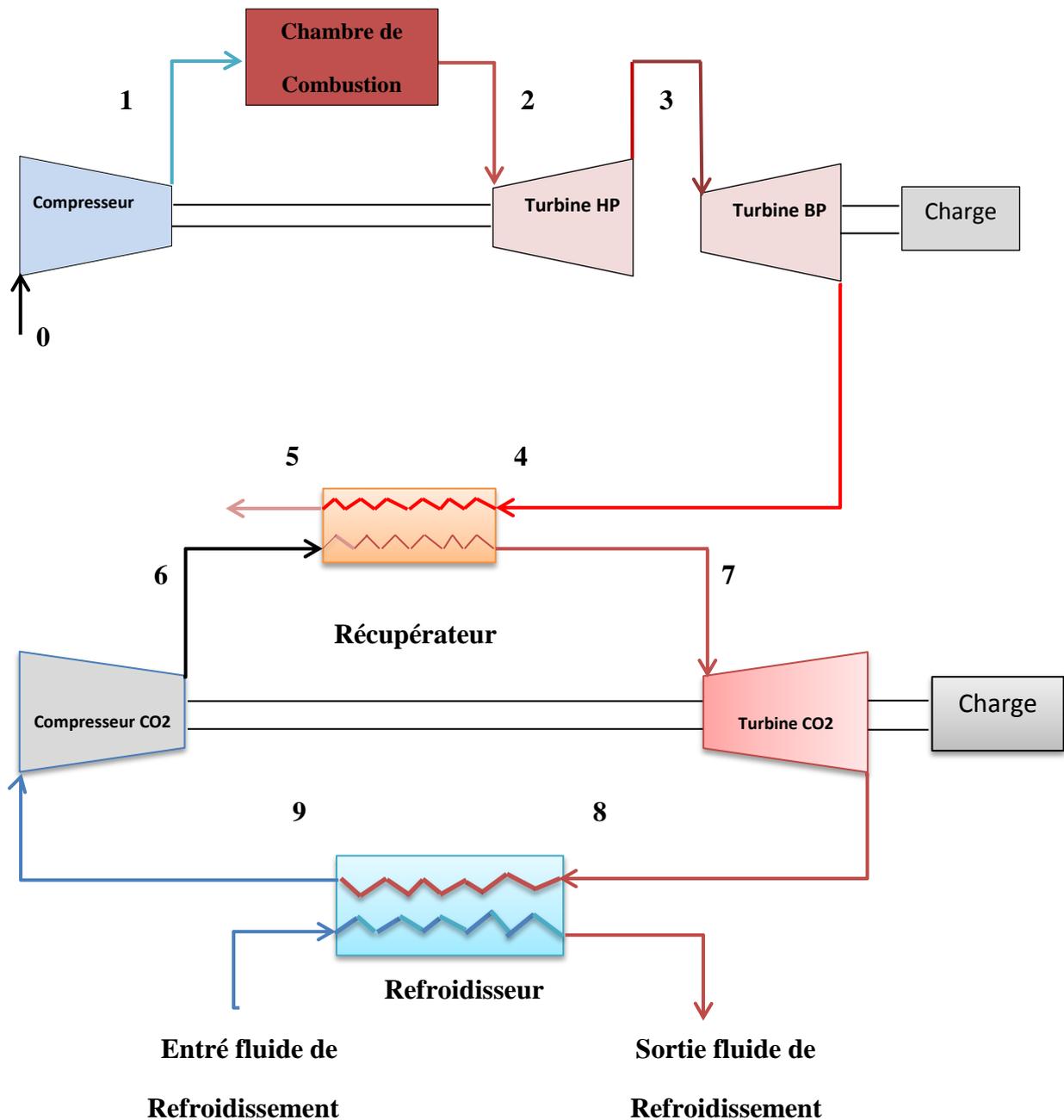


Fig.III.3. Schéma de l'installation combinée gaz-SCO<sub>2</sub>

### II.1. Bilan du compresseur au CO<sub>2</sub> supercritique

Le CO<sub>2</sub> à l'entrée du compresseur est à l'état supercritique avec les caractéristiques suivantes :  $T_9=31.06^\circ\text{C}=304.21\text{K}$  ;  $P_9=74\text{bar}$  ;  $\gamma_{\text{co}_2}=1,16$

Les chaleurs spécifiques et l'enthalpie de CO<sub>2</sub> supercritique sont tirées respectivement de la table thermodynamique de (NIST) et la courbe d'enthalpie (Annex1, annex2)

$$\text{Transformation isentropique : } \frac{T_{6is}}{T_9} = \left(\frac{P_6}{P_9}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Température isentropique à la sortie du compresseur :

$$T_{6is} = T_9 \cdot \left(\frac{P_6}{P_9}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Température à la sortie du compresseur :

$$\eta_{isc} = \frac{C_{p_m(9,6is)}(T_{6is}-T_9)}{C_{p_m(9,6)}(T_6-T_9)}$$

$$\text{Avec : } C_{p_m} = \frac{C_{p_9}+C_{p_{6is}}}{2}, \quad C_{p_m(9,6)} = \frac{C_{p_9}+C_{p_6}}{2} \quad \text{et } C_{p_{6is}} \approx C_{p_6}$$

$$\text{Donc : } T_6 = \frac{T_{6is}-T_9}{\eta_{isc}} + T_9 \quad \dots(1.II)$$

Travail réel du compresseur :

$$W_{CCO_2} = h_6 - h_9 = C_p(T_6) \cdot T_6 - C_p(T_9) \cdot T_9 \dots\dots(2.II)$$

## II.2. Bilan Récupérateur



Fig.III.4. Récupérateur de chaleur

Température à la sortie de l'échangeur T<sub>7</sub> :

$$|P_{cédée}| = P_{reçue} \cdot \varepsilon \quad \text{avec : } \varepsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_4 - T_6} \quad \text{donc : } T_7 = \varepsilon \cdot (T_4 - T_6) + T_6 \dots(3.II)$$

## II.3. Bilan de la turbine au CO<sub>2</sub> supercritique

Les pertes de charge dans le récupérateur et le refroidisseur sont négligées.

Transformation isentropique : (P<sub>8</sub> = P<sub>9</sub> et P<sub>7</sub> = P<sub>6</sub>)

$$\frac{T_{8is}}{T_7} = \left(\frac{P_8}{P_7}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_9}{P_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{\tau_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Température isentropique à la sortie de la turbine(CO<sub>2</sub>) :

$$T_{8is} = T_7 \cdot \frac{1}{(\tau_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \text{avec : } \gamma = \gamma_{cte} = \frac{C_{P_{cte}}}{C_{P_{cte}} - r_{CO_2}}$$

Température réelle à la sortie de la turbine(CO<sub>2</sub>) :

$$\eta_{isT} = \frac{C_{P_{cte}}(T_8 - T_7)}{C_{P_{cte}}(T_{8is} - T_7)} \quad \rightarrow \quad T_8 = T_7 + \eta_{isT} \cdot (T_{8is} - T_7) \dots \dots \dots (4.II)$$

Travail isentropique turbine  $W_{isTCO_2}$  :  $W_{isTCO_2} = C_{P_{cte}} (T_{8is} - T_7)$

Travail réel turbine  $W_{TCO_2}$  :

$$\eta_{isT} = \frac{W_{TCO_2}}{W_{isTCO_2}} \quad \rightarrow \quad W_{TCO_2} = \eta_{isT} \cdot W_{isTCO_2} = C_{P_{cte}} (T_8 - T_7)$$

#### II.4. Bilan du refroidisseur

$$\epsilon_{ref} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_{ef}} \quad \epsilon_{ref} \cdot |P_{cédée}| = P_{reçu}$$

$$\epsilon_{ref} \cdot Q_{mCO_2} \cdot (C_{pCO_2}(T_8) \cdot T_8 - C_{pCO_2}(T_9) \cdot T_9) = Q_{meau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

#### II.5. Bilan du cycle inférieur (au CO<sub>2</sub> supercritique)

$$\text{Puissance compresseur : } P_{CCO_2} = Q_{mCO_2} \cdot (h_6 - h_9) \dots \dots \dots (5.II)$$

$$\text{Puissance de la turbine : } P_{TCO_2} = Q_{mCO_2} \cdot C_{P_{cte}} (T_8 - T_7) \dots \dots \dots (6.II)$$

$$\text{Puissance utile : } P_{uCO_2} = |P_{TCO_2}| - P_{CCO_2} \dots \dots \dots (7.II)$$

#### II.6. Bilan du cycle combiné

$$\text{Puissance utile } P_{ucomb1} : P_{ucomb1} = P_{ul} + P_{uCO_2} \dots \dots \dots (8.II)$$

$$\text{Rendement thermodynamique du cycle combiné : } \eta_{thcomb1} = \frac{(P_{T1} + P_{TCO_2}) - (P_{c1} + P_{CCO_2})}{P_{cc1}}$$

$$\eta_{thcomb1} = \frac{P_{ul} + P_{uCO_2}}{P_{cc1}} \dots \dots \dots (9.II)$$

III. Bilan énergétique de cycle combiné à air

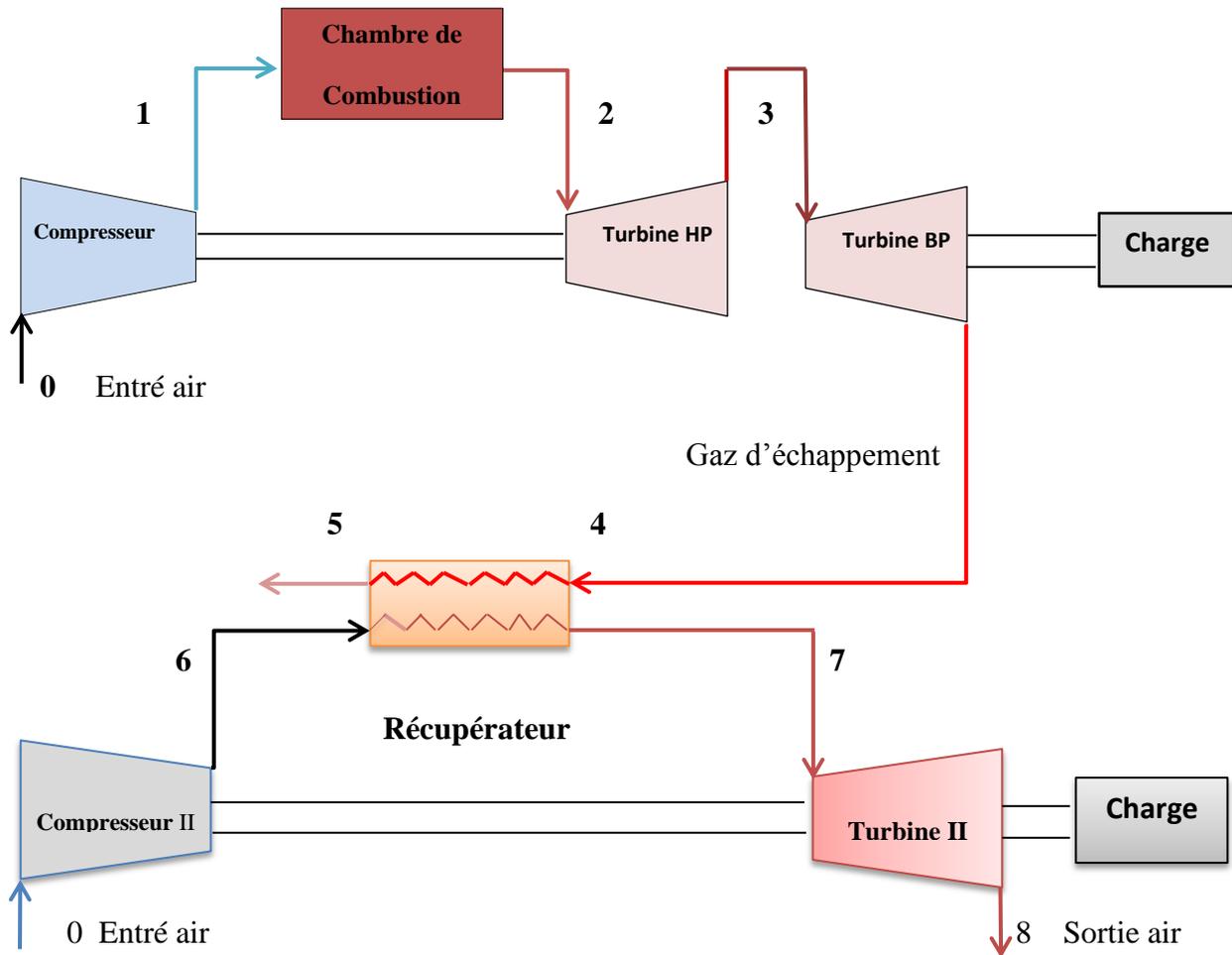


Fig.III.5. Schéma de l'installation combinée gaz-air

III.1. Bilan sur le compresseur II

La chaleur spécifique de l'air à pression constante équation (1):

Entre du compresseur2 :  $T_0 = T_{atm}$  ;  $P_0 = P_{atm}$

Sortie du compresseur2 : Transformation isentropique :  $\frac{T_{6is}}{T_0} = \left(\frac{P_6}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

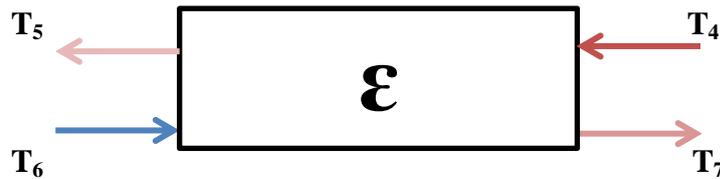
Température isentropique à la sortie du compresseur :  $T_{6is} = T_0 \cdot \left(\frac{P_6}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_0 \cdot (\tau_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

Température réelle à la sortie du compresseur :  $\eta_{isc} = \frac{(T_{6is}-T_0)}{(T_6-T_0)}$

$$\text{Donc : } T_6 = \frac{T_{6is}-T_0}{\eta_{isc}} + T_0 \dots \dots (1.III)$$

$$\text{Travail réel du compresseur : } W_{C2} = C_p(T_6) \cdot T_6 - C_p(T_0) \cdot T_0 \dots \dots (2.III)$$

**III.2. Bilan Récupérateur**



**Fig.II.6.** Récupérateur de chaleur

Température à la sortie de récupérateur  $T_7$ :  $|P_{cédée}| = P_{reçue} \cdot \epsilon$  tel que :  $\epsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_4 - T_6}$

donc :  $T_7 = \epsilon \cdot (T_4 - T_6) + T_6 \dots \dots \dots (3.III)$

**III.3. Bilan turbine II**

Les pertes de charge dans le récupérateur et refroidisseur sont négligées.

Transformation isentropique :  $(P_8 = P_0 \text{ et } P_7 = P_6) \rightarrow \frac{T_{8is}}{T_7} = \left(\frac{P_8}{P_7}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_0}{P_6}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{\tau_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

Température isentropique à la sortie de la turbine 2 :  $T_{8is} = T_7 \cdot \frac{1}{(\tau_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$

Température réelle à la sortie de la turbine 2 :  $\eta_{isT2} = \frac{(T_8 - T_7)}{(T_{8is} - T_7)}$

Donc :  $T_8 = T_7 + \eta_{isT2} \cdot (T_{8is} - T_7) \dots \dots \dots (4.III)$

Travail isentropique turbine  $W_{isT2}$  :  $W_{isT2} = C_p(T_{8is}) \cdot T_{8is} - C_p(T_7) \cdot T_7$

Travail réel turbine  $W_{T2}$  :  $W_{T2} = C_p(T_8) \cdot T_8 - C_p(T_7) \cdot T_7 \dots \dots (5.III)$

**III.4. Bilan du cycle inferieur (à air)**

Puissance du compresseur :  $P_{c2} = Q_{ma2} \cdot W_{c2} \dots \dots \dots (6.III)$

Puissance de la turbine :  $P_{T2} = Q_{mg1} \cdot W_{T2} \dots \dots \dots (7.III)$

Puissance utile :  $P_{u2} = |P_{T2}| - P_{c2} \dots \dots \dots (8.III)$

**III.5. Bilan du cycle combiné à air**

Puissance utile du cycle combiné :  $P_{ucomb2} = P_{u1} + P_{u2} \dots \dots \dots (9.III)$

Rendement thermodynamique du cycle combiné :

$$\eta_{thcomb2} = \frac{(P_{Tair} + P_{T2}) - (P_{c2air} + P_{c2})}{P_{cc1}}$$

$\eta_{thcomb2} = \frac{(P_{u1}) - (P_{u2})}{P_{cc1}} \dots \dots \dots (10.III)$

IV. Bilan énergétique de cycle combiné à air avec surchauffe

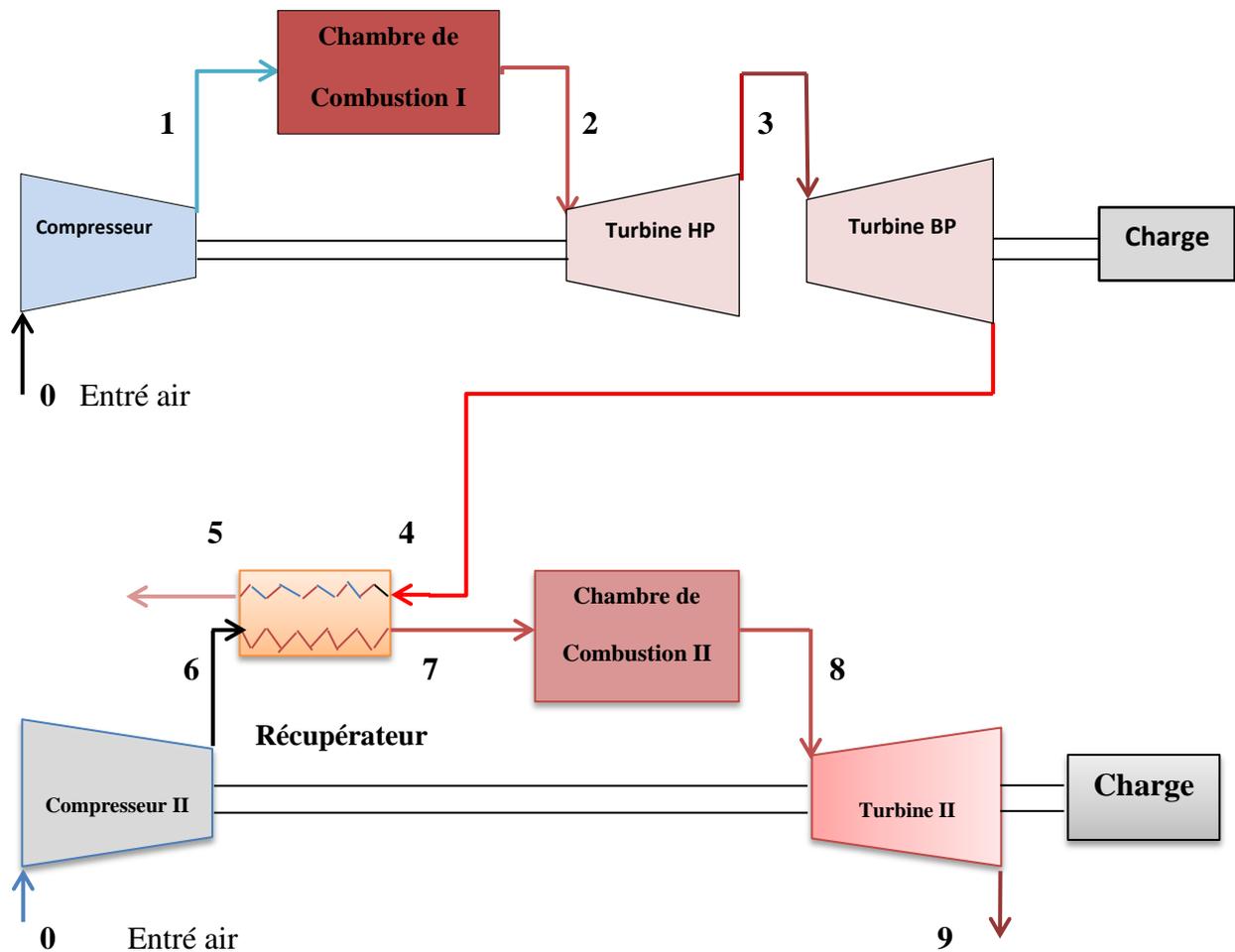


Fig.III.7.Schéma de l'installation combinée gaz -air avec surchauffe.

IV.1. Bilan chambre de combustion II

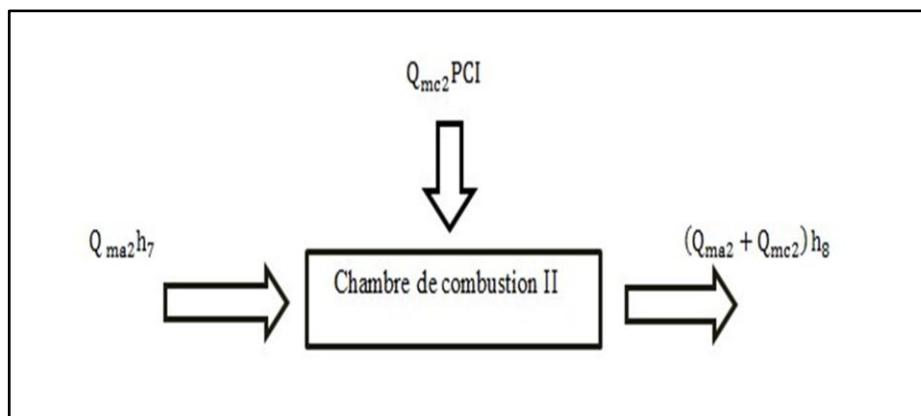


Fig.III.8 : Présentation de la chambre de combustion II

$Q_{ma2}$  : Débit d'air.

$Q_{mc2}$  : Débit de combustible.

$Q_{mg2}$  : Débit de mélange air-combustible ( $Q_{mg2} = Q_{ma2} + Q_{mc2}$ ).

$h_7$  : Enthalpie à l'entrée de la chambre de combustion.

$h_8$  : Enthalpie à la sortie de la chambre de combustion.

$$Q_{mc2} = \frac{Q_{ma2} \cdot (C_p(T_8) \cdot T_8 - C_p(T_7) \cdot T_7)}{\eta_{cc2} \cdot PCI}$$

$$P_{cc2} = Q_{mc2} \cdot PCI$$

#### IV.2. Bilan turbine II

Transformation isentropique :  $\left(\frac{P_8}{P_9}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_8}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{T_8}{T_{9is}}\right)$

Température isentropique à la sortie de la turbine 2 :

$$T_{9is} = T_8 \cdot \left(\frac{1}{\tau_c}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Température réelle à la sortie de la turbine 2 :

$$\eta_{isT2} = \frac{(T_9 - T_8)}{(T_{9is} - T_8)} \rightarrow T_9 = T_8 + \eta_{isT} \cdot (T_{9is} - T_8) \dots \dots \dots (1.IV)$$

Travail isentropique turbine  $W_{isT2}$  :

$$W_{isT2} = C_p(T_{9is}) \cdot T_{9is} - C_p(T_8) \cdot T_8$$

Travail réel turbine  $W_{T2}$  :

$$\eta_{isT} = \frac{W_{T2}}{W_{isT2}} \rightarrow W_{T2} = \eta_{isT2} \cdot W_{isT2} = C_p(T_9) \cdot T_9 - C_p(T_8) \cdot T_8 \dots \dots \dots (3.IV)$$

#### IV.3. Bilan du cycle inférieur (air avec surchauffe)

Puissance compresseur II:  $P_{C2} = Q_{ma2} \cdot W_{c2} \dots \dots \dots (4.IV)$

Puissance de la turbine II:  $P_{T2} = Q_{mg2} \cdot W_{T2} \dots \dots \dots (5.IV)$

Puissance utile :  $P_{u3} = |P_{T2}| - P_{C2} \dots \dots \dots (6.IV)$

#### IV.4. Bilan du cycle combine à air amélioré

$$\text{Puissance utile } P_{\text{ucomb3}} : P_{\text{ucomb3}} = P_{\text{u1}} + P_{\text{u3}} \dots \dots \dots (7.IV)$$

$$\text{Rendement thermodynamique du cycle combiné : } \eta_{\text{thcomb3}} = \frac{(P_{\text{u1}} + P_{\text{u3}})}{P_{\text{cc1}} + P_{\text{cc2}}}$$

$$\eta_{\text{thcomb3}} = \frac{(P_{\text{ucomb3}})}{P_{\text{cc1}} + P_{\text{cc2}}} \dots \dots \dots (8.IV)$$

Les performances telles que la puissance utile et le rendement thermique des différents cycles dépendent de plusieurs paramètres et les valeurs correspondant à ces performances peuvent être différentes d'un cas de fonctionnement à un autre.

Dans le but de monter l'effet de certains paramètres clés nous allons présenter dans la suite du travail une analyse paramétrique pour chaque configuration (cycle simple, combiné au s-CO<sub>2</sub> et combiné à air, cycle combiné à air avec surchauffe).

#### IV.5. Elaboration d'un programme de calcul des performances

Pour pouvoir évaluer les performances de l'installation pour d'autres conditions de fonctionnement de manière rapide un programme de calcul est élaboré à l'aide de langage de programmation de MATLAB.

Ce même programme nous permet de montrer la variation du rendement et la puissance du cycle simple de la turbine à gaz et des cycles combinés.

Les étapes suivies dans le programme sont résumé dans l'organigramme suivant :

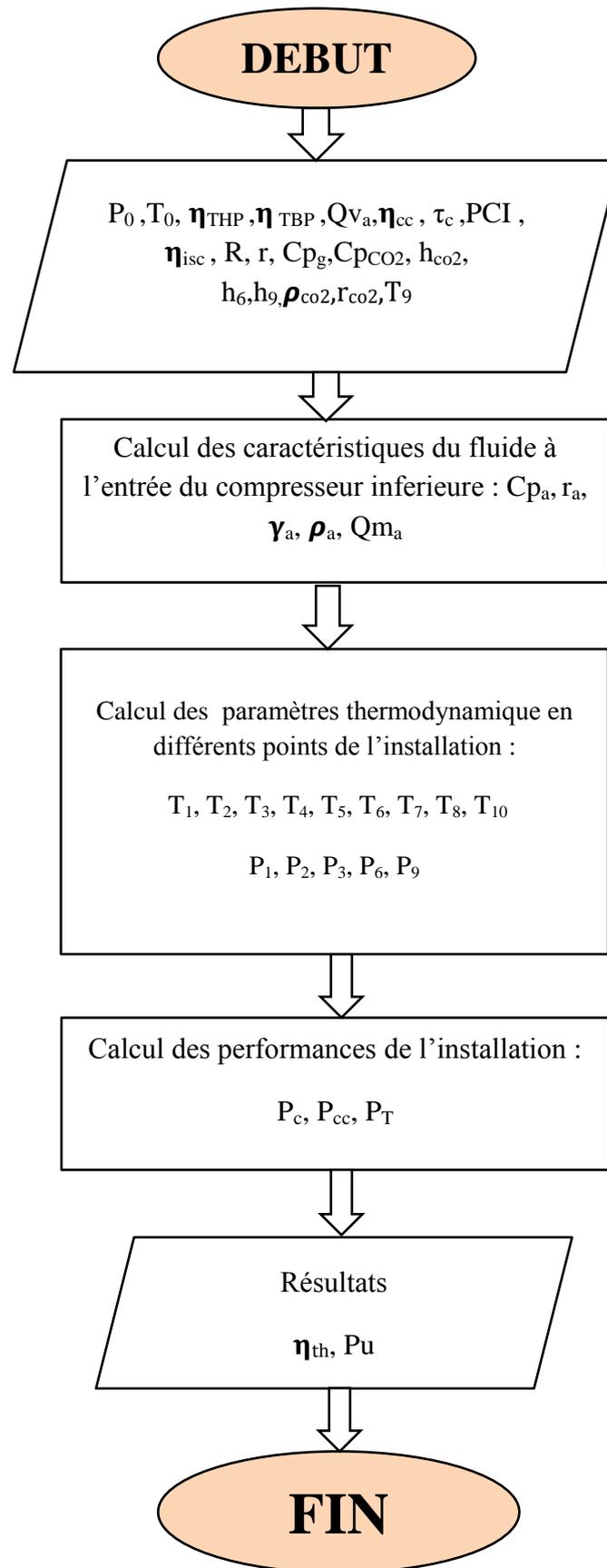


Fig.III.9. Organigramme des calcules

Tandis que le chapitre précédent se concentrait sur le bilan énergétique des quatre cycles thermodynamiques, dans ce chapitre nous allons présenter les différents résultats issus des programmes de calcul qu'on a élaborés. On présente une analyse comparative des performances des quatre cycles regroupées dans le tableau IV.1 suivie d'une analyse paramétrique.

Résultats	Cycle simple	Simple+S_CO <sub>2</sub>	Simple+air	Simple+ air avec surchauffe
$P_u$ (MW)	26.9	33.78	28.09	36.83
$\eta_{th}$ (%)	33.15	41.34	34.50	24.33
Température chambre de combustion II $T_3$ (°K)	1100	1100	1100	1100
Temperature sortie recuperateur $T_7$ (°K)	/	490.36	476.42	476.42
Temperature de surchauffe $T_8$ (°K)	/	/	/	900
$P_T$ (MW)	53.52	73.5	60.11	68.85
$P_c$ (MW)	26.26	67.04	31.75	31.75
$P_{cc}$ (MW)	81.42	81.42	81.42	81.42
$P_{cc2}$ (MW)	/	/	/	69.95
$\tau_c$	7.5	3	3	3
$Q_{m_a}$ ( $\frac{kg}{s}$ )	127.45	127.45	127.45	127.45
$Q_{m_{co_2}}$ ( $\frac{kg}{s}$ )	/	150	/	/
$Q_{m_{a1}}$ ( $\frac{kg}{s}$ )	127.45	/	149.98	149.98

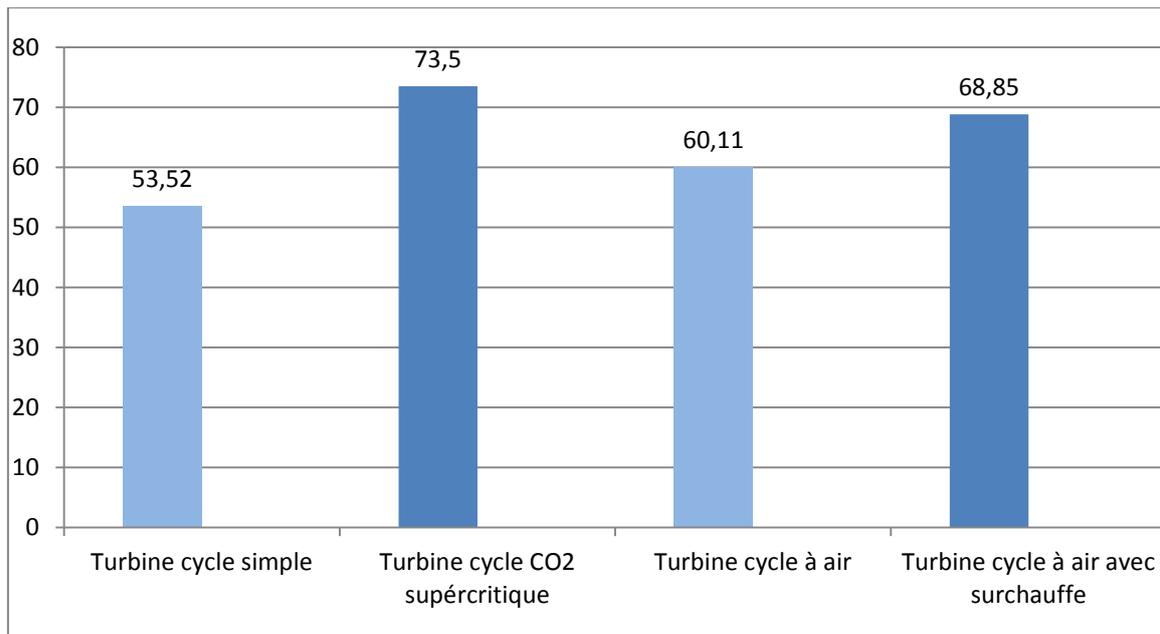
**Tableau IV.1 :** Tableau comparatif des résultats de calcul pour les quatre cycles

Puissance calorifique de la 02 chambre de Combustion(MW)	Température de la chambre de combustion II T8(K)	Qmc1 (kg/s)	$\eta$ (%)	Pucomb3(MW) (air avec surch)
0.083	468	0.0018	34.48	28.10
4.7	500	0.10	32.27	28.67
20	600	0.44	30.16	30.59
36	700	0.79	27.79	32.64
52.7	800	1.16	25.9	34.76
69.59	900	1.54	24.33	36.83
87.34	1000	1.92	22.96	38.74
104.59	1100	2.30	21.7	40.35

TabIV.2 : Différents paramètres en fonction de la température de la chambre de combustion II

I. Analyse comparative

I.1.Comparaison entres les différentes puissances turbines



FigIV.1 : Puissances des turbines des différents cycles

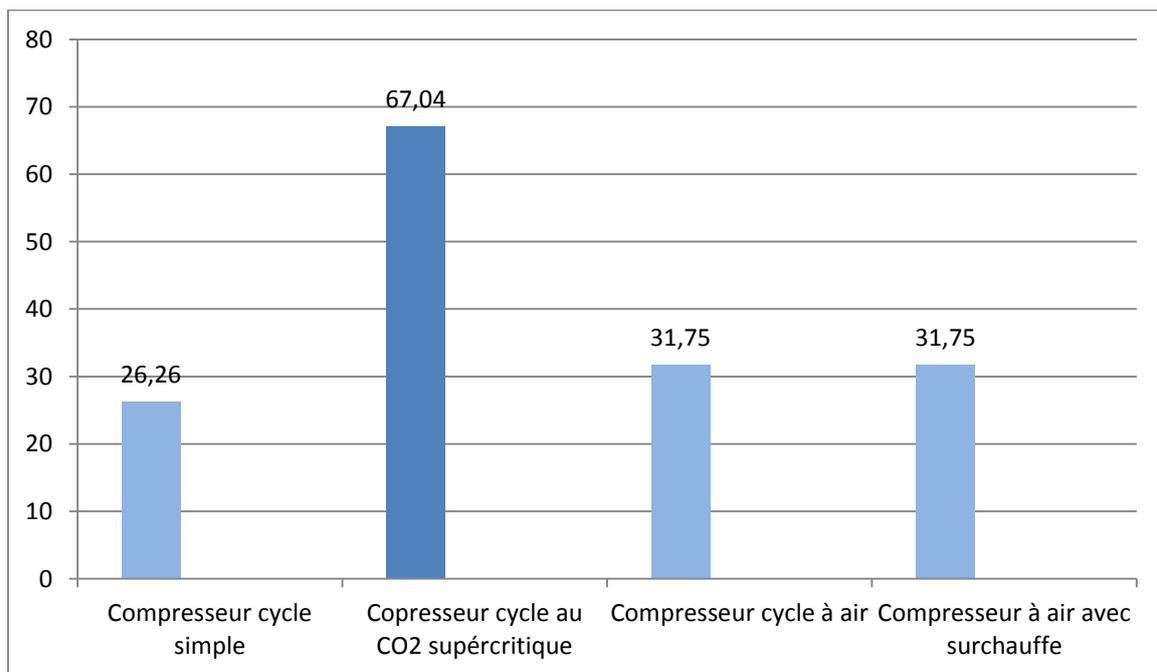
La figure IV.1 représente une comparaison entre les quatre cycles, la comparaison est effectuée entre leurs puissances turbines calculées.

Pour le cycle simple, la puissance turbine est de 53.52MW. Avec le deuxième cycle on a obtenu une puissance de 73.5MW et celle-ci est plus grande que la du cycle simple.

Concernant le troisième cycle, on a obtenu une puissance de 60.11MW et celle-ci est inférieure que celle du cycle simple et plus grande que celle du cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique.

On remarque que la valeur de la puissance turbine de cycle combiné à air avec surchauffe est supérieure à celle des trois cycles, ceci est dû à l'augmentation de l'enthalpie à l'entrée de la turbine.

**I.2. Comparaison entres les différentes puissances compresseur**



**FigIV.2 : Puissances des compresseurs des différents cycles**

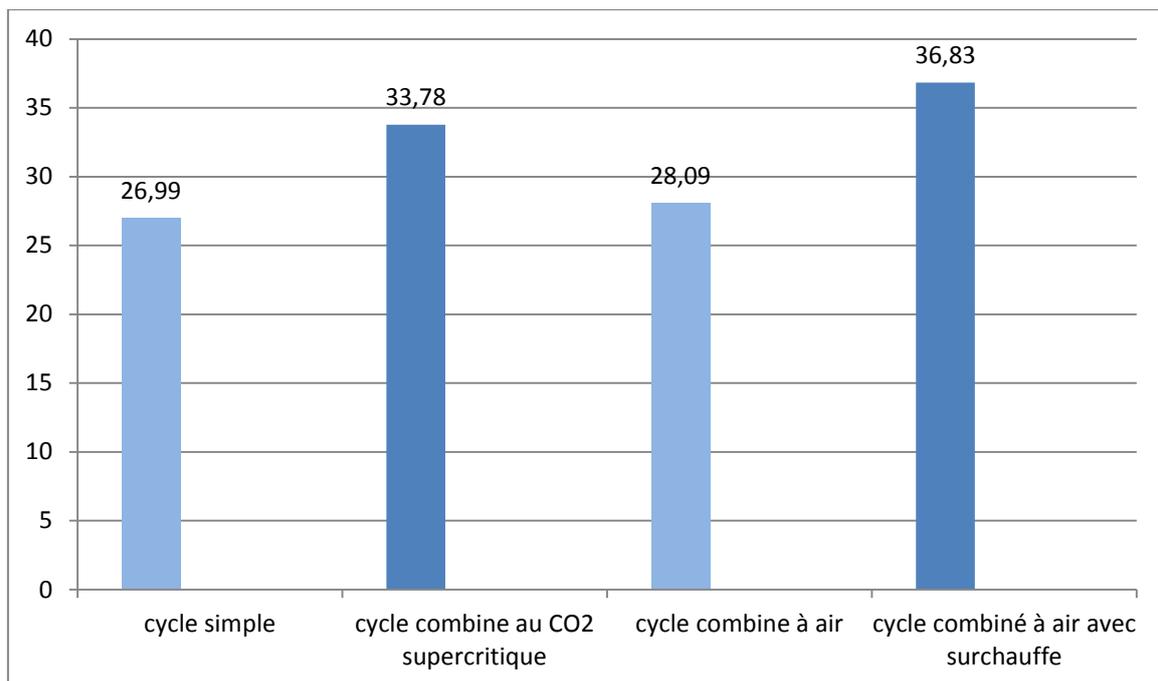
La figure IV.2 représente une comparaison entre les quatre cycles pour le cycle simple, la puissance compresseur est de 26,26MW.

Pour le deuxième cycle, on a obtenu une puissance de 67.04MW et celle-ci est plus grande que celle du cycle simple.

Concernant le troisième cycle, on a obtenu une puissance compresseur de 31.75MW et celle-ci est supérieure à celle du cycle simple et inférieure à celle du cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique.

On enregistre que la valeur de la puissance compresseur de cycle combiné à air avec surchauffe est égale à celle du combiné à air, avec une valeur de 31.75MW. en passant du cycle à air à celui à air avec surchauffe on garde le même compresseur

### I.3. Comparaison entre les différentes puissances utiles



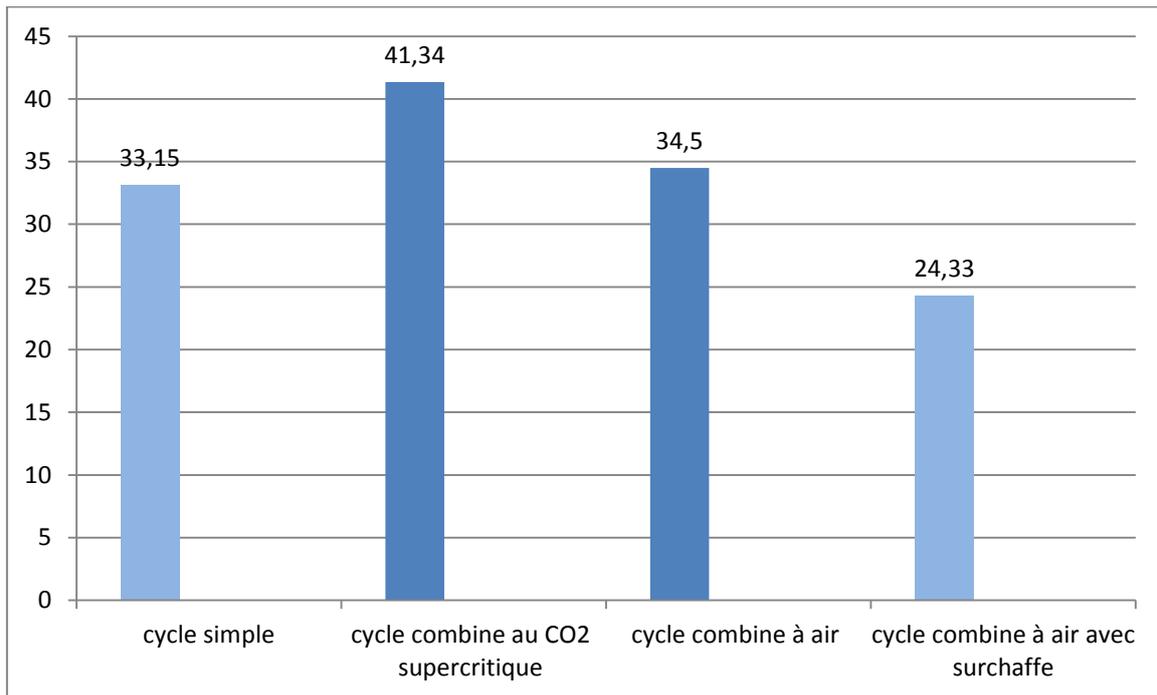
**FigIV.3 :** Puissances utiles des différents cycles

La figure 0IV.3 représente une comparaison entre les quatre cycles la comparaison est effectuée entre leurs puissances utiles calculées.

On remarque que pour le cycle simple, la puissance utile est de 26,99MW, avec le deuxième cycle, on a obtenu une puissance de 33.78MW et celle-ci est importante que la du cycle simple. Concernant le troisième cycle, on a obtenu une puissance de 28,09MW. Celle-ci est plus grande que celle du cycle simple et inferieure à celle du cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique.

On remarque que grâce à la surchauffe la valeur de la puissance utile de cycle combiné à air avec surchauffe qui est de 36.83 MW est la plus importante avec un grand écart considérable par rapport aux autres puissances.

## I.4. Comparaisons entre les différents rendements thermique



**FigIV.4** : Rendement des différents cycles

La figure **IV.4** représente une comparaison entre les rendements des quatre cycles.

Pour le cycle simple, le rendement est de 33.15%. Pour le deuxième cycle, on a obtenu un rendement de 41.34% qui est plus important que celui du cycle simple.

Concernant le troisième cycle, on a obtenu un rendement de 34.5%, et ceci est supérieur à celui du cycle simple et inférieur à celui du cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique

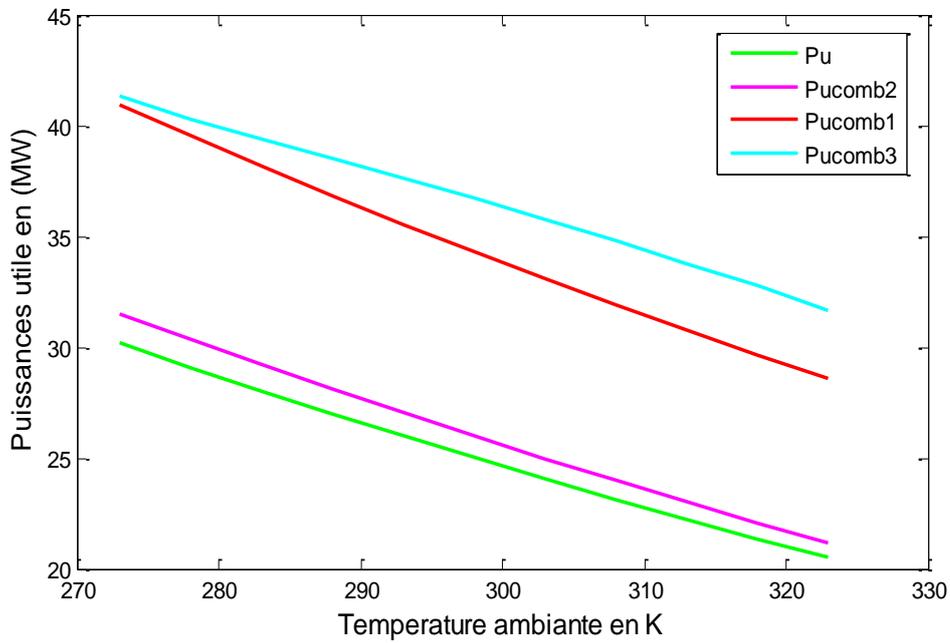
D'après les figures **IV.3** et **IV.4** on remarque bien que le cycle au CO<sub>2</sub> supercritique donne des performances ( $\eta = 41.34\%$ ,  $P = 33.78\text{MW}$ ) plus élevées que celles du cycle combiné à air ( $\eta = 34.5\%$ ,  $P = 28.09\text{MW}$ )

Et que le cycle combiné à air avec surchauffe donne un rendement inférieur à celui du cycle combiné au dioxyde de carbone supercritique avec une valeur de  $\eta = 24.33\%$ , et une puissance supérieure à celle de ce dernier avec une valeur de  $P = 36.83\text{MW}$ .

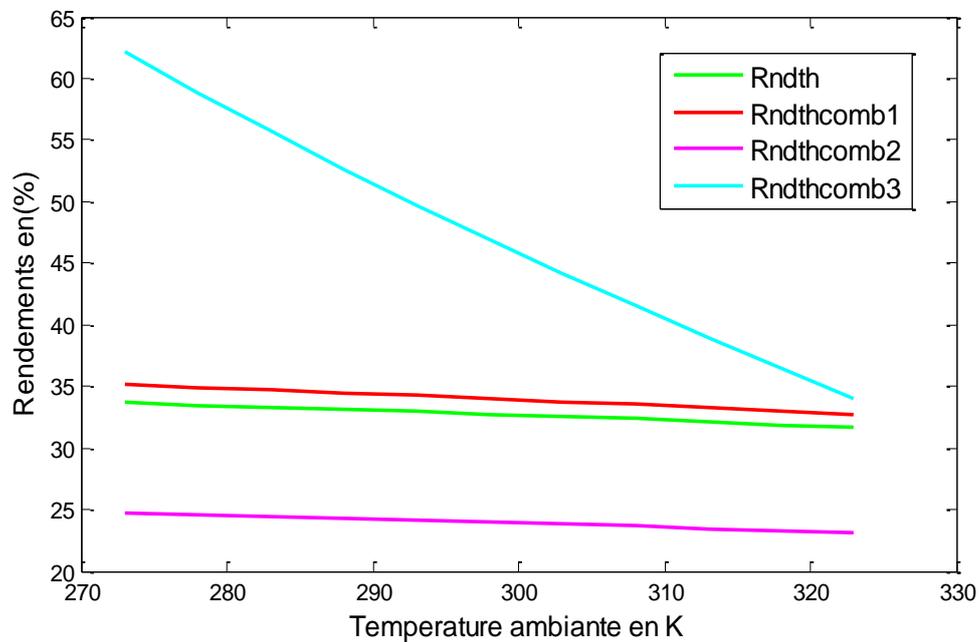
Ces différences de rendement et de puissance sont dues à la nature du fluide utilisé.

II. Analyse paramétrique

II.1. Influence de la température ambiante



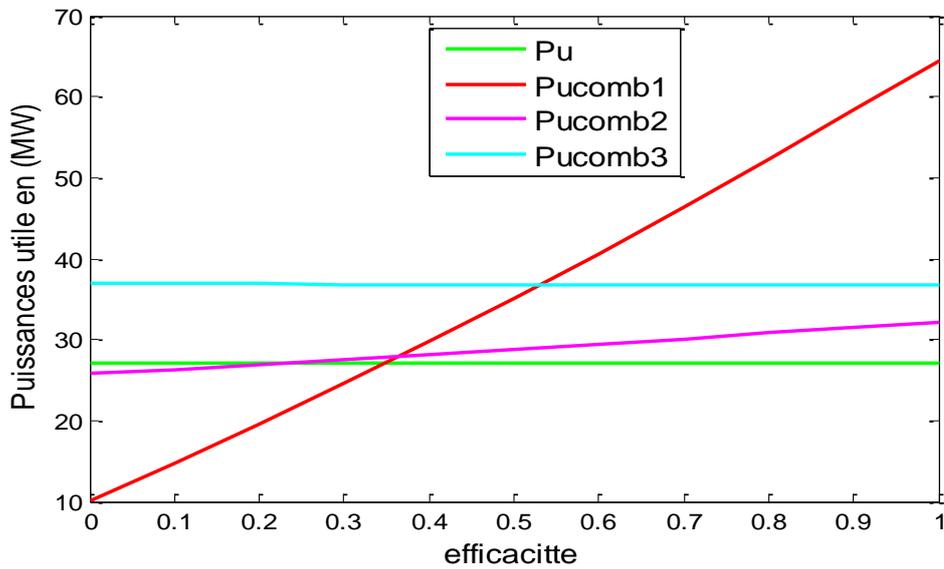
FigIV.5 : Evolution des puissances en fonction de la temperature ambiante



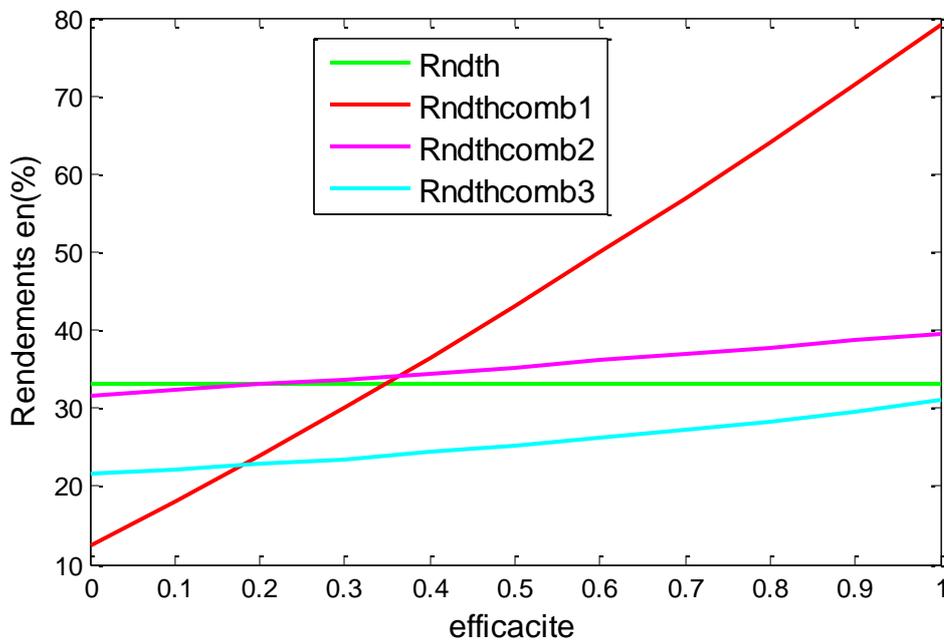
FigIV.6 : Evolution des rendements en fonction de la temperature ambiante

Les figures IV.5 et IV.6 représentent la variation des puissances utiles et les rendement des quatre cycles en fonction de la temperature ambiante pour un débit ,un taux de compression et une efficacité fixés.

II.2.Influence de l'efficacité



FigIV.7 : Evolution des puissances utiles en fonction de l'efficacité



FigIV.8 : Evolution des rendements utiles en fonction de l'efficacité

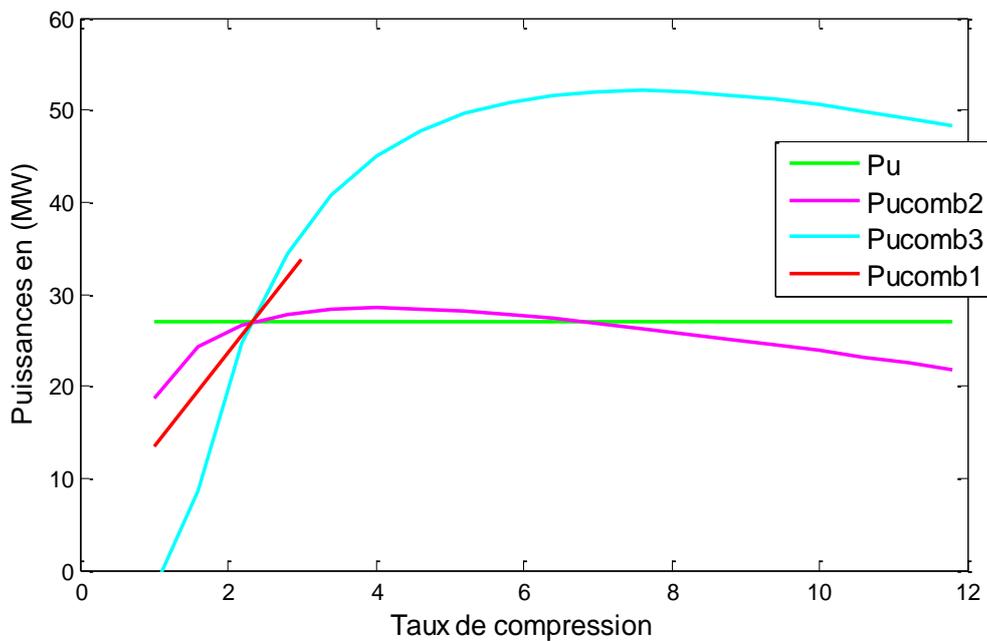
Les figures IV.7 et IV.8 représentent la variation des puissances utiles et les rendement des quatre cycles en fonction de l'efficacité pour un débit ,un taux de compression ,une température ambiante fixés et une température de surchauffe imposée.

D'après la figure IV.7 et IV.8 il apparait clairement que la puissance et le rendement du cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique sont proportionnelle à l'efficacité.

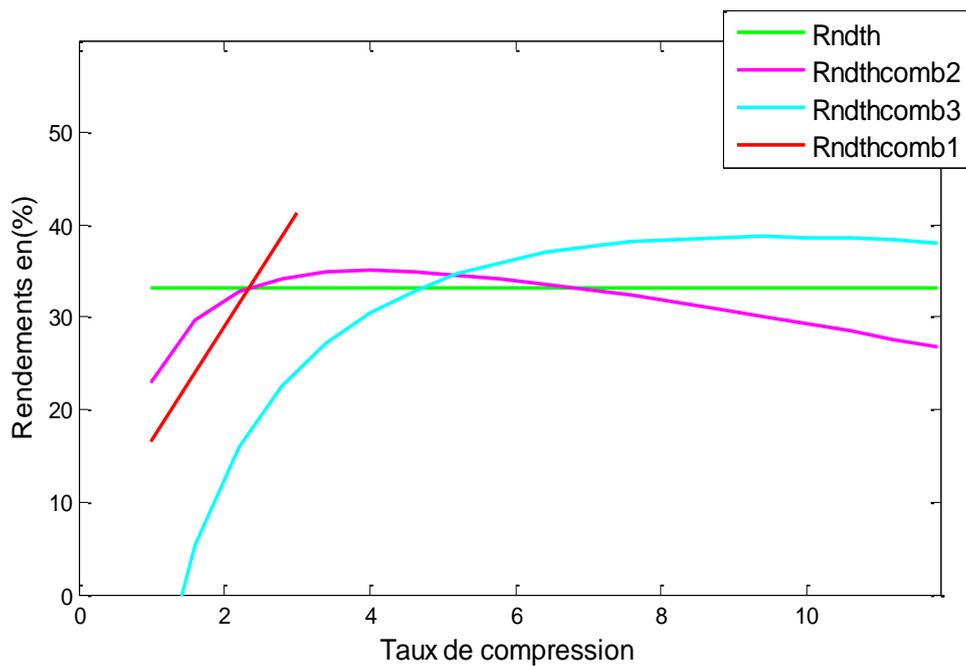
D'autre par en remarque que les performances du cycle combiné à air et combiné à air avec surchauffe sont aussi touché par la variation de l'efficacité avec une faible evolution.

Cette faible evolution est expliquée par la faible augmentation des puissances utiles face à l'augmentation de la puissance calorifique.

### II.3.Influence du taux de compression



**FigIV.9** : Evolution des puissances utiles en fonction du taux de compression

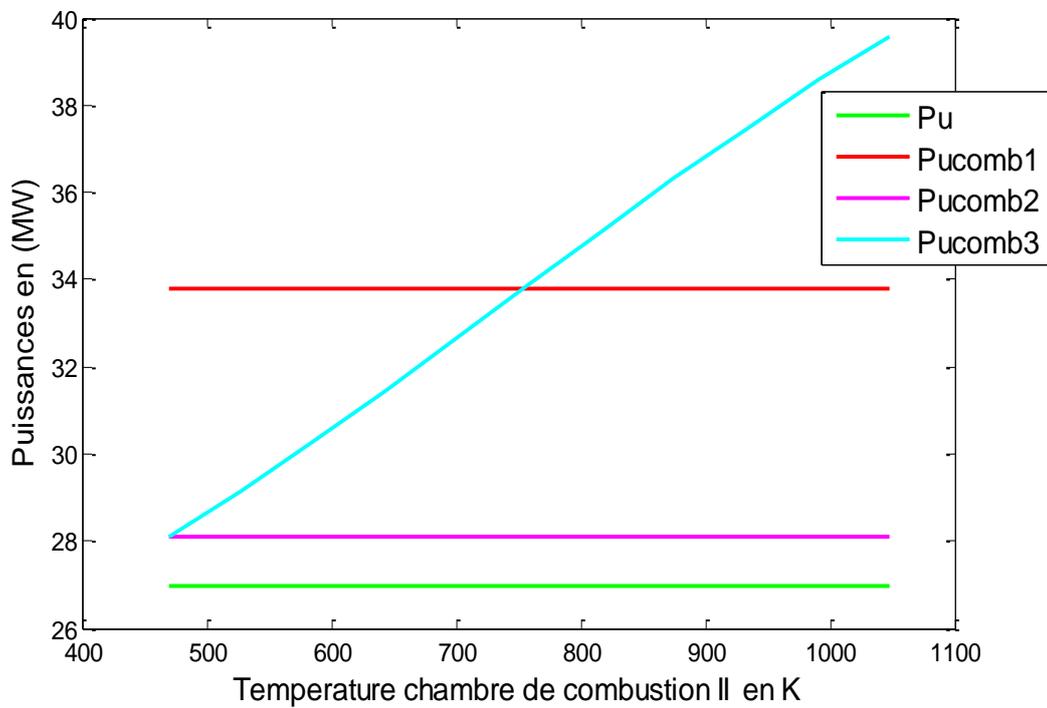


**FigIV.10 :** Evolution des rendements en fonction du taux de compression.

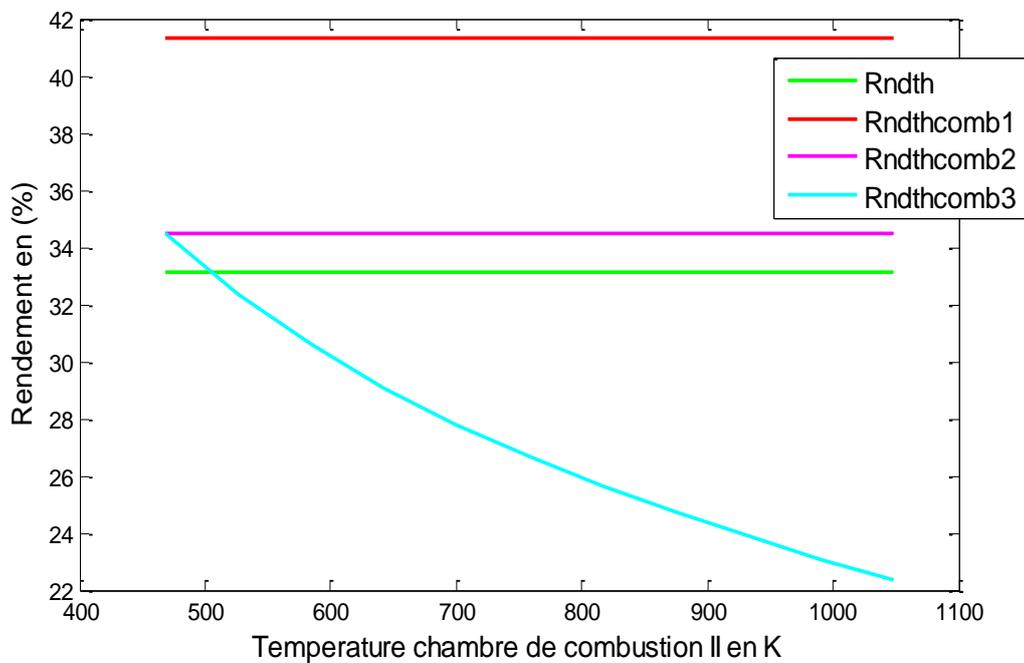
Les figures **IV.9** et **IV.10** représentent la variation des puissances utiles et les rendement des quatre cycles en fonction de taux de compression pour un débit ,une temperature et une efficacité fixé, il apparait clairement que le cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique pris les mellieur rendement et puissance avec un taux de compression de valeur(Taux=3),quelle est la valeur maximale,que peu on l'ataindre.car on est limite par la nature du materiaux de fabrication des éléments du cycle inferieur.

D'autre part en remarque une stabilité des valeurs de puissance et de rendement du cycle simplpe car ce dernier ne pas concerné par la variation du taux de compression du cycle inferieur et une evolution des perfomances des deux autres cycle (combiné à air, combiné à air avec surchauffe) quels atieldres ces valeurs maximale à des valeurs du taux de compression (4,5 et 8.5) respectivement.

II.4. Influence de la température de la surchauffe



FigIV.11 : Evolution des puissances utiles en fonction de la température de la chambre de combustion II

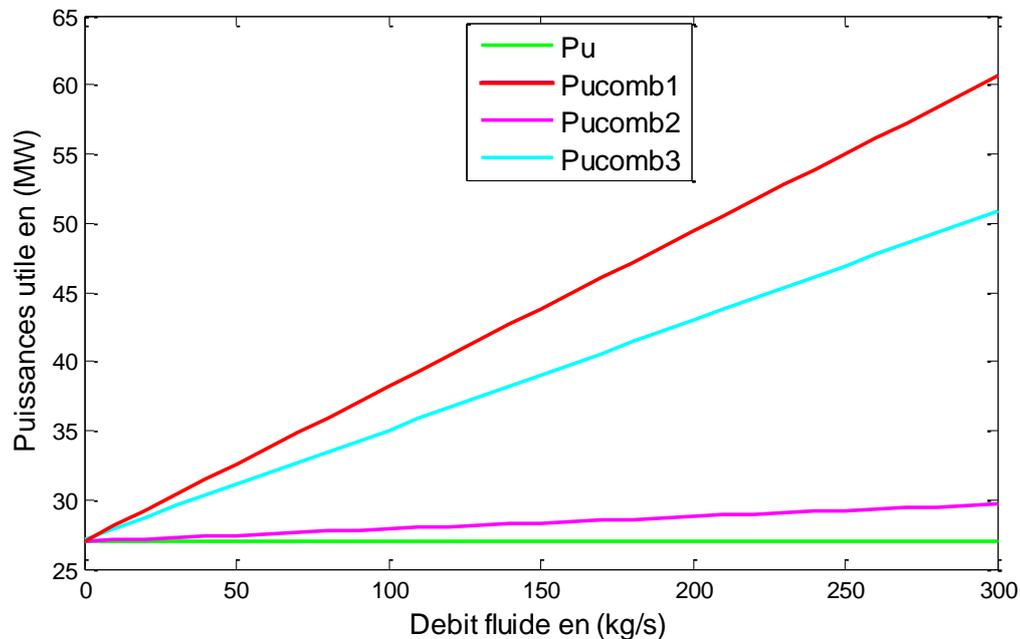


FigIV.12 : Evolution des rendements en fonction de la température de la chambre de combustion II

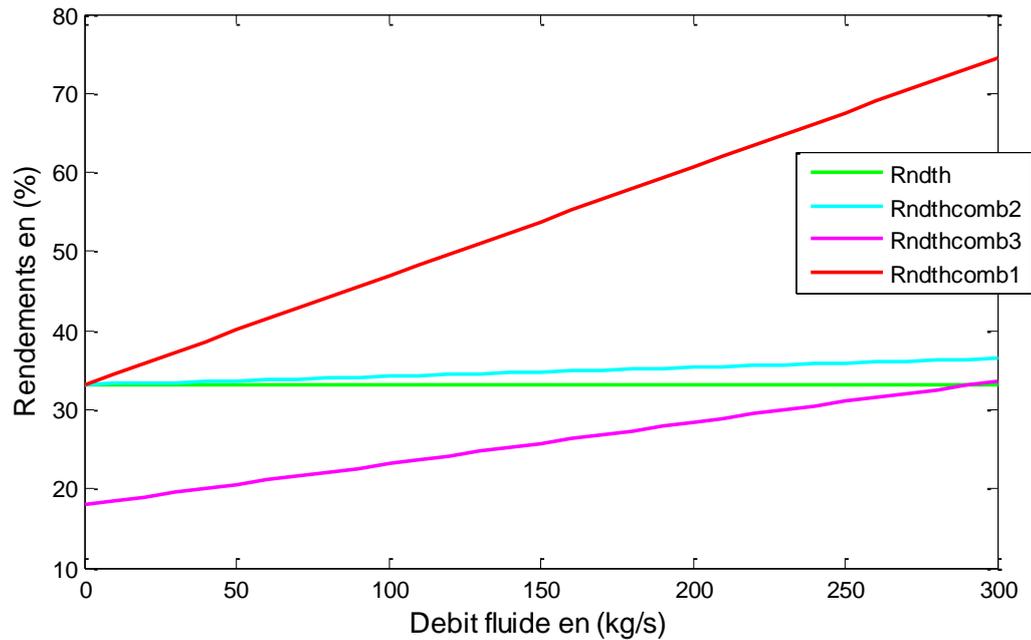
Les figures IV.11 et IV12 représentent la variation des puissances utiles et les rendement des quatre cycles en fonction de la température de la chambre de combustion II pour un débit, une température ambiante, une efficacité et un taux de compression fixés. Il apparait clairement que la puissance du cycle à air avec surchauffe est proportionnelle à la température de surchauffe elle atteint sa valeur maximale pour une température  $T_8=1050^{\circ}\text{K}$  et le rendement est inversement proportionnel a la température de surchauffe. Ceci est du à l'évolution de la puissance calorifique.

D'autre part en remarque une stabilité des valeurs des puissances et des rendements des autres cycles car ces derniers ne sont pas concernés par le surchauffe.

### II.5. Influence du débit massique du fluide



**FigIV.13** : Evolution des puissances utiles en fonction de débit massique des fluides moteurs



**FigIV.14** : Evolution des rendements en fonction de débit massique des fluides moteur

Les figures **IV.13** et **IV.14** représentent la variation des puissances utiles et des rendement des quatre cycles en fonction de débit massique des fluides moteur avec une température ambiante , température de la chambre de combustion II, une efficacité et un taux de compression fixés. Il apparait clairement que les puissances du cycle à air , air avec surchauffe sont proportionnelles aux debits des fluides moteur. Le cycle combiné au CO<sub>2</sub> supercritique atteint sa valeur maximale de puissance et de rendement pour un débit de 300kg/s.

D'autre part en remarque une stabilité des valeurs de puissance et de rendement du cycle simple.

## Conclusion générale

---

Ce projet de fin d'études m'a permis, à travers le stage effectué dans le complexe de HASSI r'mel, de confronter l'ensemble des connaissances acquises tout au long de la formation de spécialité avec la réalité du terrain, d'enrichir et d'approfondir mes connaissances concernant les installations énergétiques telles que les turbines à gaz.

Au terme de cette étude, nous pouvons conclure que la valorisation des rejets thermiques par conversion en énergie mécanique est un moyen efficace pour augmenter l'efficacité énergétique des installations.

Les performances du cycle simple peuvent être améliorées par un cycle combiné au s-CO<sub>2</sub> comme par un cycle combiné à air ou un combiné à air avec surchauffe :

- Avec un cycle combiné au s-CO<sub>2</sub> on note une augmentation du rendement et de la puissance de 26.19% et 25.4% respectivement par rapport au cycle simple.
- Avec un cycle combiné à air on note une augmentation du rendement et de la puissance de 1.35% et 4.8% respectivement par rapport au cycle simple.
- Avec un cycle combiné à air avec surchauffe on note une diminution du rendement de 26.7% face à une augmentation de puissance de 36.45% par rapport au cycle simple.
- On peut avoir une augmentation du rendement jusqu'à 67.15% en agissant sur le débit et/ou la température d'admission d'air, du cycle inférieur.

Basé sur une comparaison énergétique des différents cycles étudiés les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- Le cycle combiné aux S-CO<sub>2</sub> est plus efficace que le cycle à air.
- Le cycle combiné à air peut être amélioré davantage en ajoutant une deuxième chambre de combustion. L'augmentation du débit et du taux de compression peuvent assurer une amélioration du rendement.

De plus, de son intérêt dans l'amélioration des installations, la récupération de la chaleur des gaz d'échappement au niveau du 'Boosting' serait d'un avantage environnemental, lorsque cette amélioration est appliquée, il s'en suit une réduction des matières émissives nocives.

Et en fin la méthodologie développée représente donc un outil très intéressant permettant le choix du fluide ainsi que des paramètres d'optimisation en fonction des propriétés des rejets thermiques.

## Références bibliographiques

---

- [01] Document interne SONATRACH, Station 'Boosting'.
- [02] M.Laissaoui, «Amélioration des performance d'une installation turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission,» mémoire de magister, Université M'hammed Bouguerra, Boumerdes, 2012.
- [03] B.Bakuma, Manuel\_formation\_sonatrach\_srga2, 2018.
- [04] Manuel de service pour turbine à gaz MS5002c de nuovo pignone, volume II, description et fonctionnement, Florence 1987.
- [05] General Électrique, mark V, 2014.
- [06] A.M.Bassily, "Performance improvement of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling", Applied Energy, Vol. 77, pp. 249–272. 2004
- [07] A.Benzerdjeb, 'thermodynamique et Installations énergétiques '. Livre, 2017.
- [08] A. Bouam, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion,» thèse de doctorat, Université M'hammed Bouguerra, Boumerdes, 2009.
- [09] Yasushi Ozawa, Tomoharu Fujii, Shunji Kikumoto, Mikio Sato, "Development of a low NOx catalytic combustor for a gas turbine", Catalysis Today, vol. 26, pp. 351-357, 1995.
- [10] Frank Delattin, Svend Bram, Sofie Knoops, Jacques De Ruyck, "Effects of steam injection on microturbine efficiency and performance", Energy, Vol. 33, pp. 241–247,2008.
- [11] Foster-Peg, R.W, "Turbo-STIG. – The Turbocharged Steam Injected Gas Turbine Cycle", ASME Paper 89-GT-100, 1989.
- [12] Rice,I.G, "Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steam Rates", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 117, pp.: 347–353, 1995.
- [13] Site internet" <http://direns.mines-paristech.fr/>" consulté le 10/07/2019.
- [14] R.Gicouel, système énergétique, cycle avancés, système innovants à faible impact environnemental, février 2009
- [15] Dostal. V, Driscoll M.J., Hejzlar P., "A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors", MIT-ANP-TR-100, March, 2004.
- [16] F. Maout, Substituer le dioxyde de carbone à la vapeur pour produire de l'électricité. L'Ener GEEK, THERMIQUE. Avril 2015.
- [17] <https://www.nist.gov/> consulté le 18/06/2019.
-

## Annexes

---

### Annexe I : Calcul de la chaleur spécifique des gaz de combustion

#### Calcul du C<sub>pg</sub>:

La chaleur spécifique des produits de la combustion (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>) en fonction de la température sont données sous la forme polynomiale suivante :

$$\text{N}_2 : C_p = 39,06 - 512,79 \theta^{-1.5} + 1072,7 \theta^{-2} - 820,4 \theta^{-3}$$

$$\text{H}_2\text{O} : C_p = 143,05 - 183,54 \theta^{0.25} + 82,75 \theta^{0.5} - 3,6989 \theta^1$$

$$\text{CO}_2 : C_p = -3,7357 + 30,529 \theta^{0.5} - 4,103 \theta + 0,024198 \theta^2$$

$$\text{O}_2 : C_p = 37,432 + 0,020102 \theta^{1.5} - 178,57 \theta^{-1.5} - 236,88 \theta^{-2}$$

Avec : C<sub>p</sub> [J/kmole.K] et :  $\theta = T \text{ [K]} / 100$

L'erreur maximum commise est de moins de 0,5% dans la plage 300-3500K

$$C_{pg} = [0.77 C_{pN_2} + 0.04 C_{pH_2O} + 0.02 C_{pCO_2} + 0.16 C_{pO_2}]$$

Annexe II : Diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub>

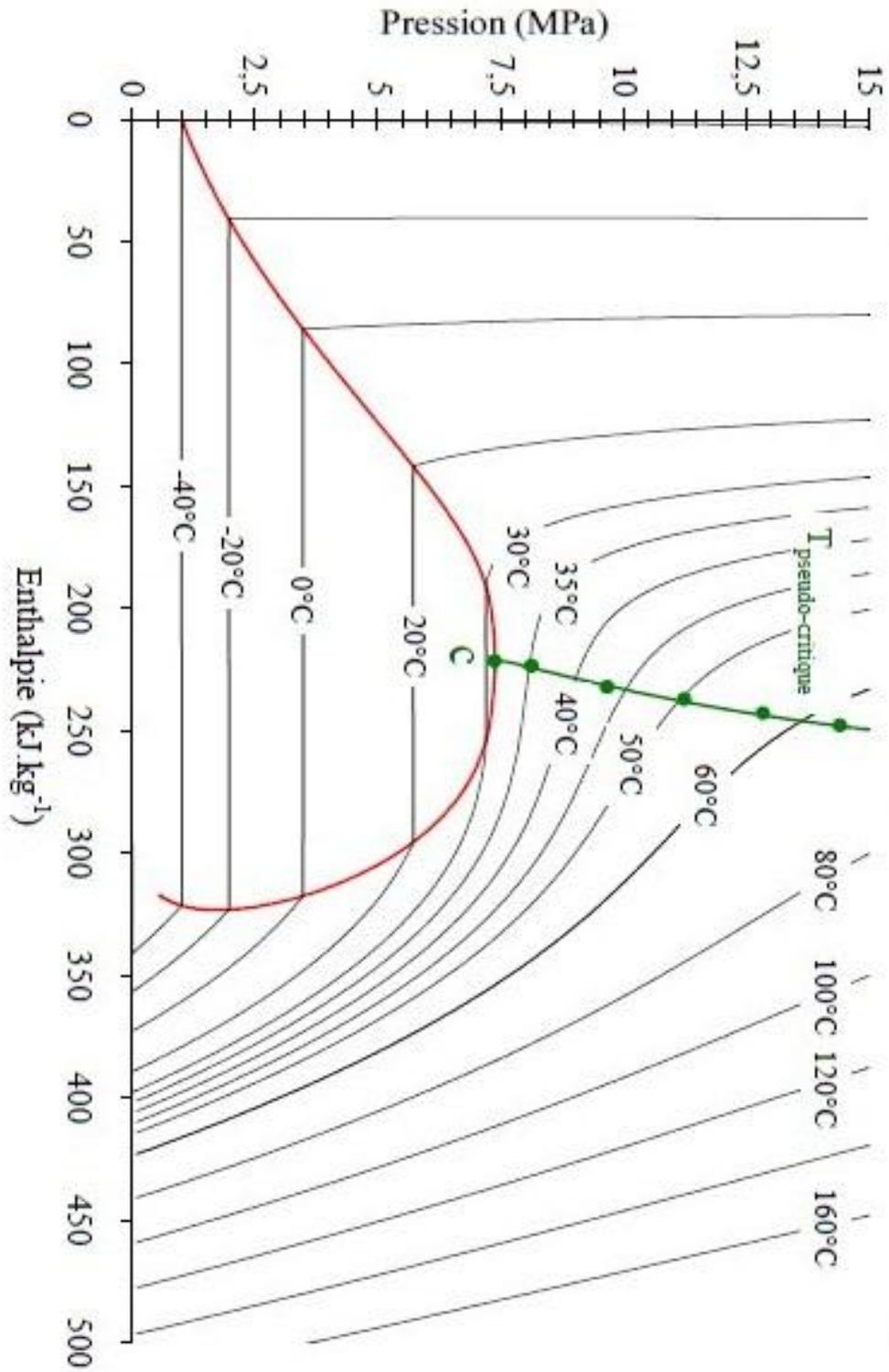


Diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub> et températures pseudo-critiques.

# Annexes

## Annexe III : Tables thermodynamiques du CO<sub>2</sub> supercritique

Pour P=74 bar :

Isobaric Data for P = 7.4000 MPa

Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (mol/l)	Volume (l/mol)	Internal Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (J/g*K)	Cv (J/g*K)	Cp (J/g*K)	Sound Spd. (m/s)	Joule-Thomson (K/MPa)	Viscosity (Pa*s)	Therm. Cond. (W/m*K)	Phase
288.00	7.4000	19.584	0.051061	224.96	233.54	1.1040	0.94282	2.7511	468.81	0.68722	8.2697e-05	0.098351	liquid
289.35	7.4000	19.336	0.051716	228.62	237.32	1.1171	0.94615	2.8327	454.28	0.75259	8.0364e-05	0.096504	liquid
290.71	7.4000	19.075	0.052426	232.40	241.21	1.1305	0.95016	2.9282	439.23	0.82615	7.8009e-05	0.094623	liquid
292.06	7.4000	18.797	0.053200	236.31	245.25	1.1443	0.95496	3.0416	423.61	0.90967	7.5620e-05	0.092703	liquid
293.41	7.4000	18.501	0.054053	240.37	249.46	1.1587	0.96073	3.1782	407.31	1.0055	7.3182e-05	0.090739	liquid
294.77	7.4000	18.181	0.055003	244.62	253.87	1.1737	0.96769	3.3464	390.20	1.1169	7.0677e-05	0.088728	liquid
296.12	7.4000	17.832	0.056079	249.11	258.54	1.1895	0.97623	3.5592	372.11	1.2486	6.8080e-05	0.086669	liquid
297.47	7.4000	17.446	0.057320	253.89	263.53	1.2063	0.98695	3.8392	352.73	1.4081	6.5352e-05	0.084568	liquid
298.83	7.4000	17.009	0.058793	259.09	268.98	1.2246	1.0010	4.2307	331.59	1.6075	6.2437e-05	0.082448	liquid
300.18	7.4000	16.497	0.060618	264.88	275.08	1.2450	1.0206	4.8337	307.88	1.8700	5.9231e-05	0.080394	liquid
301.53	7.4000	15.859	0.063054	271.67	282.27	1.2689	1.0507	5.9265	280.05	2.2441	5.5518e-05	0.078689	liquid
302.89	7.4000	14.954	0.066873	280.56	291.81	1.3004	1.1081	8.7036	244.26	2.8637	5.0697e-05	0.078576	liquid
304.24	7.4000	12.016	0.083221	305.21	319.20	1.3906	1.8080	197.85	146.10	5.2755	3.7899e-05	0.14722	supercritical
305.59	7.4000	6.8398	0.14620	359.48	384.06	1.6036	1.1933	10.772	189.31	8.0656	2.3043e-05	0.054639	supercritical
306.95	7.4000	6.2421	0.16020	368.38	395.32	1.6404	1.1043	6.6842	196.46	8.3808	2.1906e-05	0.045573	supercritical
308.30	7.4000	5.8671	0.17044	374.52	403.18	1.6659	1.0527	5.1194	201.43	8.5176	2.1269e-05	0.041043	supercritical
309.65	7.4000	5.5902	0.17888	379.41	409.48	1.6863	1.0169	4.2652	205.40	8.5766	2.0842e-05	0.038169	supercritical
311.01	7.4000	5.3697	0.18623	383.55	414.86	1.7037	0.99001	3.7187	208.79	8.5924	2.0530e-05	0.036139	supercritical
312.36	7.4000	5.1860	0.19283	387.20	419.62	1.7189	0.96880	3.3353	211.79	8.5812	2.0291e-05	0.034614	supercritical
313.71	7.4000	5.0285	0.19887	390.50	423.93	1.7327	0.95146	3.0497	214.50	8.5521	2.0103e-05	0.033421	supercritical
315.07	7.4000	4.8905	0.20448	393.52	427.90	1.7453	0.93693	2.8277	216.98	8.5105	1.9952e-05	0.032460	supercritical
316.42	7.4000	4.7677	0.20975	396.34	431.61	1.7571	0.92449	2.6496	219.30	8.4602	1.9830e-05	0.031672	supercritical
317.77	7.4000	4.6570	0.21473	398.98	435.09	1.7680	0.91369	2.5031	221.48	8.4035	1.9729e-05	0.031014	supercritical
319.13	7.4000	4.5564	0.21947	401.49	438.39	1.7784	0.90418	2.3803	223.54	8.3422	1.9646e-05	0.030459	supercritical
320.48	7.4000	4.4640	0.22401	403.87	441.54	1.7883	0.89573	2.2758	225.50	8.2775	1.9578e-05	0.029987	supercritical
321.83	7.4000	4.3788	0.22837	406.16	444.56	1.7977	0.88816	2.1855	227.37	8.2104	1.9522e-05	0.029581	supercritical
323.19	7.4000	4.2996	0.23258	408.35	447.46	1.8067	0.88134	2.1068	229.17	8.1416	1.9477e-05	0.029231	supercritical
324.54	7.4000	4.2257	0.23665	410.47	450.27	1.8153	0.87516	2.0374	230.91	8.0715	1.9440e-05	0.028927	supercritical
325.89	7.4000	4.1564	0.24060	412.53	452.98	1.8237	0.86954	1.9758	232.58	8.0005	1.9411e-05	0.028663	supercritical
327.25	7.4000	4.0912	0.24443	414.52	455.62	1.8317	0.86442	1.9208	234.21	7.9291	1.9389e-05	0.028433	supercritical
328.60	7.4000	4.0296	0.24816	416.45	458.18	1.8396	0.85973	1.8712	235.78	7.8573	1.9373e-05	0.028233	supercritical
329.95	7.4000	3.9713	0.25181	418.34	460.68	1.8472	0.85543	1.8264	237.31	7.7855	1.9361e-05	0.028058	supercritical
331.31	7.4000	3.9160	0.25537	420.19	463.13	1.8546	0.85149	1.7857	238.79	7.7137	1.9355e-05	0.027906	supercritical
332.66	7.4000	3.8633	0.25885	421.99	465.52	1.8618	0.84786	1.7485	240.24	7.6421	1.9352e-05	0.027773	supercritical
334.01	7.4000	3.8130	0.26226	423.76	467.86	1.8688	0.84452	1.7144	241.65	7.5708	1.9354e-05	0.027658	supercritical
335.37	7.4000	3.7650	0.26560	425.50	470.16	1.8756	0.84143	1.6830	243.03	7.4999	1.9358e-05	0.027559	supercritical
336.72	7.4000	3.7190	0.26889	427.21	472.42	1.8824	0.83858	1.6540	244.38	7.4295	1.9366e-05	0.027474	supercritical
338.07	7.4000	3.6749	0.27211	428.88	474.64	1.8889	0.83595	1.6272	245.70	7.3596	1.9377e-05	0.027401	supercritical

## Annexes

338.07	7.4000	3.6749	0.27211	428.88	474.64	1.8889	0.83595	1.6272	245.70	7.3596	1.9377e-05	0.027401	supercritical
339.43	7.4000	3.6326	0.27529	430.53	476.82	1.8954	0.83351	1.6023	246.99	7.2902	1.9390e-05	0.027340	supercritical
340.78	7.4000	3.5918	0.27841	432.16	478.97	1.9017	0.83125	1.5791	248.26	7.2215	1.9405e-05	0.027289	supercritical
342.13	7.4000	3.5526	0.28148	433.77	481.10	1.9079	0.82916	1.5574	249.50	7.1534	1.9423e-05	0.027248	supercritical
343.49	7.4000	3.5148	0.28451	435.35	483.19	1.9140	0.82722	1.5372	250.72	7.0859	1.9442e-05	0.027215	supercritical
344.84	7.4000	3.4782	0.28750	436.92	485.26	1.9201	0.82541	1.5182	251.92	7.0192	1.9464e-05	0.027190	supercritical
346.19	7.4000	3.4429	0.29045	438.46	487.30	1.9260	0.82374	1.5003	253.10	6.9532	1.9487e-05	0.027172	supercritical
347.55	7.4000	3.4087	0.29337	439.99	489.32	1.9318	0.82218	1.4836	254.26	6.8879	1.9511e-05	0.027161	supercritical
348.90	7.4000	3.3756	0.29624	441.51	491.32	1.9375	0.82073	1.4678	255.40	6.8233	1.9538e-05	0.027156	supercritical
350.25	7.4000	3.3436	0.29908	443.00	493.29	1.9432	0.81939	1.4529	256.52	6.7594	1.9565e-05	0.027157	supercritical
351.61	7.4000	3.3124	0.30189	444.49	495.25	1.9488	0.81814	1.4388	257.63	6.6963	1.9594e-05	0.027162	supercritical
352.96	7.4000	3.2822	0.30467	445.96	497.19	1.9543	0.81698	1.4254	258.72	6.6339	1.9624e-05	0.027173	supercritical
354.31	7.4000	3.2529	0.30742	447.42	499.11	1.9597	0.81590	1.4128	259.80	6.5723	1.9655e-05	0.027189	supercritical
355.67	7.4000	3.2243	0.31014	448.86	501.01	1.9650	0.81490	1.4008	260.86	6.5114	1.9687e-05	0.027208	supercritical
357.02	7.4000	3.1966	0.31284	450.30	502.90	1.9703	0.81398	1.3894	261.90	6.4512	1.9720e-05	0.027232	supercritical
358.37	7.4000	3.1695	0.31550	451.72	504.77	1.9756	0.81312	1.3785	262.94	6.3918	1.9754e-05	0.027259	supercritical
359.73	7.4000	3.1432	0.31815	453.14	506.63	1.9808	0.81233	1.3682	263.96	6.3331	1.9789e-05	0.027289	supercritical
361.08	7.4000	3.1175	0.32077	454.54	508.48	1.9859	0.81161	1.3584	264.96	6.2751	1.9825e-05	0.027323	supercritical
362.43	7.4000	3.0925	0.32337	455.94	510.31	1.9909	0.81094	1.3490	265.96	6.2178	1.9862e-05	0.027360	supercritical
363.79	7.4000	3.0680	0.32594	457.32	512.13	1.9960	0.81033	1.3401	266.94	6.1612	1.9899e-05	0.027400	supercritical
365.14	7.4000	3.0442	0.32849	458.70	513.93	2.0009	0.80977	1.3315	267.92	6.1054	1.9937e-05	0.027442	supercritical
366.49	7.4000	3.0209	0.33103	460.07	515.73	2.0058	0.80926	1.3234	268.88	6.0502	1.9976e-05	0.027487	supercritical

# Annexes

## Pour P=222 Bar :

362.43	22.200	13.372	0.074785	352.18	389.90	1.5249	0.91118	2.3955	355.59	1.6631	4.5897e-05	0.064335	supercritical
363.79	22.200	13.206	0.075725	354.94	393.14	1.5338	0.91068	2.3859	353.04	1.7010	4.5262e-05	0.063636	supercritical
365.14	22.200	13.042	0.076677	357.68	396.36	1.5426	0.91018	2.3751	350.63	1.7382	4.4648e-05	0.062953	supercritical
366.49	22.200	12.880	0.077640	360.40	399.57	1.5514	0.90967	2.3634	348.37	1.7745	4.4054e-05	0.062288	supercritical
367.85	22.200	12.721	0.078613	363.10	402.76	1.5601	0.90915	2.3509	346.24	1.8100	4.3479e-05	0.061639	supercritical
369.20	22.200	12.563	0.079596	365.78	405.93	1.5687	0.90861	2.3374	344.25	1.8446	4.2924e-05	0.061007	supercritical
370.55	22.200	12.409	0.080587	368.43	409.08	1.5772	0.90806	2.3232	342.38	1.8782	4.2387e-05	0.060391	supercritical
371.91	22.200	12.257	0.081587	371.06	412.22	1.5857	0.90750	2.3083	340.64	1.9108	4.1870e-05	0.059793	supercritical
373.26	22.200	12.107	0.082594	373.67	415.33	1.5940	0.90692	2.2927	339.03	1.9424	4.1371e-05	0.059211	supercritical
374.61	22.200	11.961	0.083607	376.25	418.42	1.6023	0.90633	2.2766	337.53	1.9728	4.0890e-05	0.058645	supercritical
375.97	22.200	11.817	0.084626	378.81	421.49	1.6105	0.90572	2.2599	336.14	2.0021	4.0426e-05	0.058095	supercritical
377.32	22.200	11.675	0.085649	381.34	424.54	1.6186	0.90510	2.2428	334.86	2.0303	3.9980e-05	0.057562	supercritical
378.67	22.200	11.537	0.086677	383.84	427.56	1.6266	0.90446	2.2253	333.68	2.0573	3.9550e-05	0.057044	supercritical
380.03	22.200	11.401	0.087709	386.32	430.56	1.6345	0.90381	2.2075	332.60	2.0831	3.9137e-05	0.056541	supercritical
381.38	22.200	11.268	0.088743	388.77	433.54	1.6423	0.90315	2.1894	331.62	2.1076	3.8740e-05	0.056054	supercritical
382.73	22.200	11.138	0.089780	391.20	436.49	1.6500	0.90247	2.1711	330.72	2.1310	3.8358e-05	0.055581	supercritical
384.09	22.200	11.011	0.090818	393.60	439.42	1.6576	0.90179	2.1527	329.91	2.1532	3.7991e-05	0.055124	supercritical
385.44	22.200	10.886	0.091857	395.98	442.32	1.6652	0.90110	2.1341	329.17	2.1741	3.7639e-05	0.054681	supercritical
386.79	22.200	10.765	0.092897	398.33	445.19	1.6726	0.90040	2.1155	328.52	2.1939	3.7300e-05	0.054252	supercritical
388.15	22.200	10.646	0.093936	400.66	448.04	1.6800	0.89970	2.0970	327.93	2.2125	3.6975e-05	0.053837	supercritical
389.50	22.200	10.529	0.094976	402.96	450.87	1.6873	0.89900	2.0785	327.41	2.2300	3.6663e-05	0.053436	supercritical
390.85	22.200	10.415	0.096014	405.24	453.67	1.6944	0.89829	2.0601	326.96	2.2463	3.6364e-05	0.053048	supercritical

389.50	22.200	10.529	0.094976	402.96	450.87	1.6873	0.89900	2.0785	327.41	2.2300	3.6663e-05	0.053436	supercritical
390.85	22.200	10.415	0.096014	405.24	453.67	1.6944	0.89829	2.0601	326.96	2.2463	3.6364e-05	0.053048	supercritical
392.21	22.200	10.304	0.097051	407.49	456.44	1.7015	0.89759	2.0418	326.56	2.2615	3.6076e-05	0.052673	supercritical
393.56	22.200	10.195	0.098086	409.72	459.19	1.7085	0.89689	2.0237	326.23	2.2756	3.5800e-05	0.052311	supercritical
394.91	22.200	10.089	0.099119	411.92	461.92	1.7154	0.89620	2.0057	325.94	2.2886	3.5536e-05	0.051961	supercritical
396.27	22.200	9.9851	0.10015	414.10	464.62	1.7223	0.89551	1.9880	325.71	2.3007	3.5282e-05	0.051624	supercritical
397.62	22.200	9.8836	0.10118	416.26	467.30	1.7290	0.89483	1.9706	325.52	2.3117	3.5039e-05	0.051298	supercritical
398.97	22.200	9.7844	0.10220	418.40	469.96	1.7357	0.89416	1.9534	325.38	2.3218	3.4806e-05	0.050983	supercritical
400.33	22.200	9.6876	0.10323	420.52	472.59	1.7423	0.89350	1.9365	325.28	2.3310	3.4582e-05	0.050680	supercritical
401.68	22.200	9.5929	0.10424	422.61	475.20	1.7488	0.89285	1.9199	325.22	2.3392	3.4367e-05	0.050388	supercritical
403.03	22.200	9.5003	0.10526	424.69	477.79	1.7552	0.89221	1.9035	325.19	2.3466	3.4162e-05	0.050106	supercritical
404.39	22.200	9.4099	0.10627	426.74	480.35	1.7616	0.89159	1.8875	325.20	2.3531	3.3964e-05	0.049835	supercritical
405.74	22.200	9.3215	0.10728	428.78	482.89	1.7678	0.89098	1.8718	325.25	2.3588	3.3775e-05	0.049574	supercritical
407.09	22.200	9.2351	0.10828	430.80	485.42	1.7741	0.89038	1.8565	325.32	2.3638	3.3594e-05	0.049322	supercritical
408.45	22.200	9.1506	0.10928	432.79	487.92	1.7802	0.88980	1.8415	325.43	2.3680	3.3420e-05	0.049079	supercritical
409.80	22.200	9.0679	0.11028	434.77	490.40	1.7863	0.88924	1.8267	325.56	2.3715	3.3253e-05	0.048846	supercritical
411.15	22.200	8.9871	0.11127	436.74	492.86	1.7923	0.88869	1.8124	325.71	2.3743	3.3094e-05	0.048621	supercritical
412.51	22.200	8.9080	0.11226	438.68	495.31	1.7982	0.88816	1.7983	325.89	2.3764	3.2940e-05	0.048405	supercritical
413.86	22.200	8.8307	0.11324	440.61	497.73	1.8041	0.88764	1.7846	326.09	2.3779	3.2794e-05	0.048197	supercritical
415.21	22.200	8.7550	0.11422	442.52	500.14	1.8099	0.88714	1.7712	326.32	2.3789	3.2653e-05	0.047997	supercritical
416.57	22.200	8.6810	0.11519	444.42	502.53	1.8156	0.88666	1.7581	326.56	2.3792	3.2518e-05	0.047805	supercritical
417.92	22.200	8.6085	0.11616	446.30	504.90	1.8213	0.88620	1.7454	326.82	2.3790	3.2389e-05	0.047620	supercritical
419.27	22.200	8.5375	0.11713	448.17	507.25	1.8269	0.88575	1.7329	327.10	2.3782	3.2265e-05	0.047443	supercritical

## Annexes

417.92	22.200	8.6085	0.11616	446.30	504.90	1.8213	0.88620	1.7454	326.82	2.3790	3.2389e-05	0.047620	supercritical
419.27	22.200	8.5375	0.11713	448.17	507.25	1.8269	0.88575	1.7329	327.10	2.3782	3.2265e-05	0.047443	supercritical
420.63	22.200	8.4680	0.11809	450.02	509.59	1.8325	0.88532	1.7208	327.40	2.3770	3.2147e-05	0.047272	supercritical
421.98	22.200	8.3999	0.11905	451.86	511.91	1.8380	0.88491	1.7090	327.71	2.3753	3.2033e-05	0.047107	supercritical
423.33	22.200	8.3332	0.12000	453.68	514.21	1.8434	0.88452	1.6974	328.04	2.3731	3.1924e-05	0.046950	supercritical
424.69	22.200	8.2679	0.12095	455.49	516.50	1.8488	0.88414	1.6862	328.38	2.3704	3.1820e-05	0.046798	supercritical
426.04	22.200	8.2039	0.12189	457.29	518.78	1.8542	0.88378	1.6752	328.73	2.3674	3.1720e-05	0.046652	supercritical
427.39	22.200	8.1412	0.12283	459.08	521.04	1.8595	0.88344	1.6645	329.10	2.3640	3.1624e-05	0.046512	supercritical
428.75	22.200	8.0796	0.12377	460.85	523.28	1.8647	0.88312	1.6541	329.47	2.3602	3.1533e-05	0.046377	supercritical
430.10	22.200	8.0193	0.12470	462.61	525.51	1.8699	0.88282	1.6439	329.86	2.3560	3.1446e-05	0.046248	supercritical
431.45	22.200	7.9602	0.12563	464.36	527.73	1.8751	0.88253	1.6340	330.26	2.3515	3.1362e-05	0.046123	supercritical
432.81	22.200	7.9022	0.12655	466.10	529.94	1.8802	0.88226	1.6244	330.67	2.3466	3.1282e-05	0.046003	supercritical
434.16	22.200	7.8452	0.12747	467.83	532.13	1.8852	0.88200	1.6150	331.08	2.3415	3.1205e-05	0.045887	supercritical
435.51	22.200	7.7894	0.12838	469.55	534.31	1.8902	0.88177	1.6058	331.51	2.3361	3.1132e-05	0.045776	supercritical
436.87	22.200	7.7346	0.12929	471.26	536.48	1.8952	0.88154	1.5969	331.94	2.3304	3.1062e-05	0.045668	supercritical
438.22	22.200	7.6808	0.13020	472.96	538.63	1.9001	0.88134	1.5882	332.38	2.3244	3.0995e-05	0.045564	supercritical
439.57	22.200	7.6279	0.13110	474.64	540.77	1.9050	0.88115	1.5797	332.82	2.3182	3.0932e-05	0.045462	supercritical
440.93	22.200	7.5760	0.13200	476.32	542.91	1.9099	0.88098	1.5715	333.28	2.3117	3.0871e-05	0.045363	supercritical
442.28	22.200	7.5251	0.13289	477.99	545.03	1.9147	0.88082	1.5634	333.73	2.3050	3.0813e-05	0.045266	supercritical
443.63	22.200	7.4750	0.13378	479.66	547.14	1.9194	0.88068	1.5556	334.20	2.2981	3.0758e-05	0.045170	supercritical
444.99	22.200	7.4258	0.13467	481.31	549.24	1.9242	0.88055	1.5480	334.67	2.2911	3.0705e-05	0.045073	supercritical
446.34	22.200	7.3775	0.13555	482.95	551.33	1.9288	0.88044	1.5405	335.14	2.2838	3.0655e-05	0.044974	supercritical

446.34	22.200	7.3775	0.13555	482.95	551.33	1.9288	0.88044	1.5405	335.14	2.2838	3.0655e-05	0.044974	supercritical
447.69	22.200	7.3300	0.13643	484.59	553.41	1.9335	0.88034	1.5332	335.62	2.2763	3.0607e-05	0.044867	supercritical
449.05	22.200	7.2833	0.13730	486.22	555.48	1.9381	0.88026	1.5262	336.11	2.2687	3.0562e-05	0.044739	supercritical
450.40	22.200	7.2373	0.13817	487.84	557.54	1.9427	0.88019	1.5193	336.60	2.2609	3.0519e-05	0.044539	supercritical
451.75	22.200	7.1922	0.13904	489.45	559.59	1.9472	0.88013	1.5125	337.09	2.2530	3.0478e-05	0.044517	supercritical
453.11	22.200	7.1478	0.13990	491.06	561.63	1.9518	0.88009	1.5060	337.58	2.2449	3.0439e-05	0.044497	supercritical
454.46	22.200	7.1041	0.14076	492.66	563.67	1.9562	0.88006	1.4996	338.08	2.2367	3.0403e-05	0.044479	supercritical
455.81	22.200	7.0611	0.14162	494.25	565.69	1.9607	0.88004	1.4933	338.58	2.2284	3.0368e-05	0.044464	supercritical
457.17	22.200	7.0188	0.14247	495.84	567.71	1.9651	0.88004	1.4872	339.09	2.2200	3.0335e-05	0.044452	supercritical
458.52	22.200	6.9771	0.14333	497.42	569.72	1.9695	0.88005	1.4813	339.60	2.2114	3.0305e-05	0.044441	supercritical
459.87	22.200	6.9362	0.14417	498.99	571.72	1.9739	0.88007	1.4755	340.10	2.2028	3.0276e-05	0.044434	supercritical
461.23	22.200	6.8958	0.14502	500.56	573.71	1.9782	0.88011	1.4698	340.62	2.1941	3.0248e-05	0.044428	supercritical
462.58	22.200	6.8561	0.14586	502.12	575.70	1.9825	0.88016	1.4643	341.13	2.1852	3.0223e-05	0.044424	supercritical
463.93	22.200	6.8170	0.14669	503.68	577.67	1.9867	0.88021	1.4589	341.65	2.1763	3.0199e-05	0.044423	supercritical
465.29	22.200	6.7784	0.14753	505.23	579.65	1.9910	0.88028	1.4537	342.17	2.1673	3.0176e-05	0.044424	supercritical
466.64	22.200	6.7405	0.14836	506.77	581.61	1.9952	0.88036	1.4486	342.68	2.1583	3.0156e-05	0.044426	supercritical
467.99	22.200	6.7031	0.14919	508.31	583.57	1.9994	0.88046	1.4436	343.21	2.1492	3.0136e-05	0.044431	supercritical
469.35	22.200	6.6662	0.15001	509.85	585.52	2.0036	0.88056	1.4387	343.73	2.1400	3.0119e-05	0.044437	supercritical
470.70	22.200	6.6299	0.15083	511.38	587.46	2.0077	0.88067	1.4339	344.25	2.1308	3.0102e-05	0.044446	supercritical
472.05	22.200	6.5941	0.15165	512.90	589.40	2.0118	0.88079	1.4293	344.78	2.1215	3.0087e-05	0.044456	supercritical
473.41	22.200	6.5588	0.15247	514.42	591.33	2.0159	0.88093	1.4247	345.30	2.1122	3.0073e-05	0.044467	supercritical
474.76	22.200	6.5240	0.15328	515.93	593.25	2.0199	0.88107	1.4203	345.83	2.1028	3.0061e-05	0.044481	supercritical

## Annexes

473.41	22.200	6.5588	0.15247	514.42	591.33	2.0159	0.88093	1.4247	345.30	2.1122	3.0073e-05	0.044467	supercritical
474.76	22.200	6.5240	0.15328	515.93	593.25	2.0199	0.88107	1.4203	345.83	2.1028	3.0061e-05	0.044481	supercritical
476.11	22.200	6.4897	0.15409	517.45	595.17	2.0240	0.88122	1.4159	346.36	2.0934	3.0050e-05	0.044496	supercritical
477.47	22.200	6.4559	0.15490	518.95	597.09	2.0280	0.88139	1.4117	346.89	2.0840	3.0040e-05	0.044512	supercritical
478.82	22.200	6.4225	0.15570	520.45	598.99	2.0320	0.88156	1.4076	347.41	2.0745	3.0031e-05	0.044531	supercritical
480.17	22.200	6.3896	0.15650	521.95	600.90	2.0360	0.88174	1.4035	347.94	2.0651	3.0023e-05	0.044550	supercritical
481.53	22.200	6.3571	0.15730	523.44	602.79	2.0399	0.88193	1.3996	348.47	2.0556	3.0016e-05	0.044571	supercritical
482.88	22.200	6.3251	0.15810	524.93	604.68	2.0438	0.88213	1.3958	349.00	2.0460	3.0011e-05	0.044594	supercritical
484.23	22.200	6.2935	0.15889	526.42	606.57	2.0477	0.88233	1.3920	349.53	2.0365	3.0006e-05	0.044618	supercritical
485.59	22.200	6.2623	0.15969	527.90	608.45	2.0516	0.88255	1.3883	350.07	2.0269	3.0003e-05	0.044643	supercritical
486.94	22.200	6.2315	0.16047	529.38	610.33	2.0555	0.88277	1.3847	350.60	2.0174	3.0001e-05	0.044669	supercritical
488.29	22.200	6.2011	0.16126	530.86	612.20	2.0593	0.88300	1.3812	351.13	2.0078	2.9999e-05	0.044697	supercritical
489.65	22.200	6.1711	0.16204	532.33	614.07	2.0631	0.88324	1.3778	351.66	1.9982	2.9998e-05	0.044726	supercritical
491.00	22.200	6.1415	0.16283	533.79	615.93	2.0669	0.88349	1.3744	352.19	1.9887	2.9999e-05	0.044756	supercritical
492.35	22.200	6.1123	0.16361	535.26	617.79	2.0707	0.88374	1.3712	352.72	1.9791	3.0000e-05	0.044788	supercritical
493.71	22.200	6.0834	0.16438	536.72	619.64	2.0745	0.88400	1.3680	353.25	1.9695	3.0002e-05	0.044821	supercritical
495.06	22.200	6.0548	0.16516	538.18	621.49	2.0782	0.88427	1.3648	353.78	1.9599	3.0005e-05	0.044854	supercritical
496.41	22.200	6.0267	0.16593	539.64	623.34	2.0819	0.88455	1.3618	354.31	1.9504	3.0009e-05	0.044889	supercritical
497.77	22.200	5.9988	0.16670	541.09	625.18	2.0856	0.88483	1.3588	354.84	1.9408	3.0013e-05	0.044925	supercritical
499.12	22.200	5.9713	0.16747	542.54	627.01	2.0893	0.88512	1.3559	355.38	1.9313	3.0019e-05	0.044962	supercritical
500.47	22.200	5.9442	0.16823	543.98	628.85	2.0930	0.88541	1.3530	355.90	1.9218	3.0025e-05	0.045000	supercritical
501.83	22.200	5.9173	0.16900	545.43	630.68	2.0966	0.88571	1.3502	356.43	1.9122	3.0032e-05	0.045039	supercritical
503.18	22.200	5.8908	0.16976	546.87	632.50	2.1003	0.88602	1.3475	356.96	1.9027	3.0039e-05	0.045079	supercritical

<https://www.nist.gov/>